



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT
TURBODMYCHADLA**

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF TURBOCHARGER MECHANICAL LOSSES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Kudláček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Petr Kudláček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Experimentální stanovení mechanických ztrát turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá problematikou mechanických ztrát v soustavě ložisek turbodmychadla. Je předpokládána realizace série technických experimentů na reálném turbodmychadle provozovaném na zkušebním stavu v ustálených provozních režimech. Práce je zaměřena především na sestavení zkušebního stavu umožňující experimentální stanovení třecích ztrát a objemového průtoku maziva turbodmychadlem.

Cíle diplomové práce:

Rešerše problematiky mechanických ztrát v turbodmychadle.
Sestavení zkušebního stavu pro realizaci technického experimentu.
Ověření možností zkušebního stavu pro měření třecích ztrát turbodmychadla.

Seznam doporučené literatury:

NGUYEN-SCHÄFER, H. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering Tribology. 3. vyd. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0-7506-7836-4.

HEISLER, H. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-5609-734-2.

HAMROCK, B. J., SCHMID, S. R. a B. O. JACOBSON. Fundamentals of fluid film lubrication. 2. vyd. New York: Marcel Dekker, 2004. ISBN 0-8247-5371-2.

DELLIS, P., EVAGGELOS, R. ALCIBIADES, G., ELIAS, G. a A. PESYRIDIS. Turbocharger Lubrication – Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure. International Journal of Automotive Engineering and Technologies. 2013, 2(1). ISSN 2146-9067.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá mechanickými ztrátami v turbodmychadlech. V teoretické části podává všeobecné informace o způsobech uložení rotoru turbodmychadla, blíže se pak zaměřuje na hydrodynamická ložiska. Dále tato práce analyzuje vznik mechanických ztrát a vlivů, které na ně působí. Důležitá část této práce se zabývá stanovením mechanických ztrát a jejich možnostmi. Proběhlo sestavení zkušebního stavu, pro možnost experimentálního měření mechanických ztrát. Na tomto stavu bylo provedeno několik zkušebních měření, při různých pracovních režimech. Souběžně probíhalo stanovení mechanických ztrát pomocí dalších dvou metod. Na základě těchto měření bylo možné provést vyhodnocení, a analyzovat vznik mechanických ztrát, v závislosti na nastavených provozních podmínkách. Taktéž proběhlo porovnání jednotlivých metod, stanovení mechanických ztrát prováděných v experimentální části. V závěru práce byly vymezeny možnosti zkušebního stavu na základě provedených měření.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, mechanické ztráty, dynamická viskozita, kluzné ložisko, experimentální stanovení

ABSTRACT

This master's thesis deals with mechanical losses in turbochargers. The theoretical part provides general information of the methods of support the turbocharger rotor, then focuses on hydrodynamic bearings. The thesis analyzes the occurrence of mechanical losses and the effects that affect them. An important part of this thesis focuses on the determination of mechanical losses and their possibilities. A test stand was compiled for the possibility of experimental measurement of mechanical losses. Several test measurements were performed on this test stand at different operating modes. Simultaneously, the determination of mechanical losses was performed using two other methods. Based on these measurements, it was also possible to perform an evaluation and analyze the occurrence of mechanical losses depending on the set operating conditions. A comparison of individual methods for determining mechanical losses performed in the experimental part was performed. At the end of the thesis, the possibilities of the test stand were defined based on the performed measurements.

KEYWORDS

turbocharger, mechanical losses, dynamic viscosity, plain bearing, experimental determination

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUDLÁČEK, Petr. *Experimentální stanovení mechanických ztrát turbodmyhadla*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124677>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 102 s. Vedoucí práce Pavel Novotný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. června 2020

.....

Petr Kudláček

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D., za jeho trpělivost, ochotu, rady a cenné připomínky při zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat mé manželce, rodině a přátelům za podporu a pomoc během celého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Legislativa EU	12
2 Turbodmychadlo	13
2.1 Důvody pro použití turbodmychadel	13
2.2 Konstrukce a princip činnosti turbodmychadla	13
3 Teorie mazání.....	15
3.1 Úloha mazání	15
3.2 Druhy maziv	15
3.3 Režimy mazání	15
3.3.1 Vliv režimu mazání na součinitel tření - Stribeckova křivka	16
3.3.2 Vliv režimu mazání na opotřebení	16
3.3.3 Mezní mazání	17
3.3.4 Smíšené mazání	17
3.3.5 Hydrodynamické mazání	17
3.4 Viskozita	18
3.4.1 Dynamická viskozita	18
3.4.2 Kinematická viskozita	19
3.4.3 Viskozitní charakteristiky	19
3.4.4 Vliv teploty na viskozitu	20
3.4.5 Vliv tlaku na viskozitu.....	21
3.4.6 Vliv tlaku na hustotu	21
3.4.7 Vliv smykové rychlosti na dynamickou viskozitu	22
3.4.8 HTHS viskozita motorových olejů	23
3.5 Popis mazání – Reynoldsova rovnice	24
4 Motorové oleje.....	27
4.1 Klasifikace olejů	28
4.2 Aditiva	29
5 Ložiska rotorů turbodmychadel.....	30
5.1 Valivá ložiska	30
5.2 Kluzná ložiska.....	30
5.3 Axiální ložiska	31
5.3.1 Princip činnosti	32
5.3.2 Axiální zatížení ložiska	34
5.4 Radiální ložiska.....	37
5.4.1 Požadavky na radiální ložiska	37
5.4.2 Princip činnosti	38
5.4.3 Radiální ložiska s plovoucími kroužky	40
5.4.4 Model krátkého ložiska	41
5.5 Ložiskové charakteristiky a ukazatele provozního stavu ložiska	43
6 Mechanické ztráty v turbodmychadle	44
6.1 Stanovení mechanických ztrát	45
6.1.1 Analytický výpočet.....	45

6.1.2	Experimentální stanovení.....	48
7	Experimentální část	50
7.1	Zařízení použité v rámci experimentu.....	50
7.1.1	Snímač točivého momentu/otáček Kistler	50
7.1.2	Kombinované snímače teploty/tlaku Variomh	51
7.1.3	Zatížení axiálního ložiska	52
7.1.4	Siloměr HBM U9C	54
7.1.5	Zesilovač HBM Clipx	54
7.1.6	Průtokoměr SKF	54
7.1.7	Olejové hospodářství.....	55
7.1.8	Snímač otáček Jaquet	56
7.1.9	Laboratorní zdroj napětí	56
7.1.10	Elektromotor – chlazený	57
7.1.11	Měřicí karta NI 6210 USB	58
7.1.12	Nahrazená rotorová soustava	58
7.2	Získání dat pro analytický výpočet mechanických ztrát	59
7.3	Sestavení a zapojení měřícího stavu.....	63
7.4	Zpracování dat.....	65
7.5	Kalibrace snímačů	65
7.6	Motorový olej Castrol 0W-30	67
7.7	Vyhodnocení zatížení axiálního ložiska.....	68
7.8	Nastavení vzorkování měřicí karty.....	69
7.8.1	Absolutní přesnost měřicí karty	72
7.8.2	Opakovatelnost měření	72
7.9	Vyhodnocení ztrátového výkonu z přímo měřeného ztrátového momentu	73
7.9.1	Změna tlaků.....	73
7.9.2	Vyhodnocení vlivu provozních parametrů.....	81
7.10	Vyhodnocení ztrátového výkonu analyticky dopočítaného.....	84
7.11	Vyhodnocení ztrátového výkonu stanoveného z oteplení mazací vrstvy	88
7.12	Porovnání jednotlivých metod stanovení ztrátového výkonu.....	90
7.13	Možnosti zkušebního stavu.....	92
	Závěr	95
	Seznam použitých zkratk a symbolů	99

ÚVOD

Důvodů pro řešení problematiky mechanických ztrát může být mnoho. Jedním z nich může být vzájemné soupeření automobilek, o co nejnižší spotřebu paliva, a tedy získání většího množství zákazníků slyšících na nízké provozní náklady. Avšak dle mého názoru hlavním důvodem, či motivací pro automobilky, zůstává nadále zpřísnující se legislativa EU týkající se produkce CO₂, jelikož neplnění těchto nařízení může mít dopad, kromě finanční újmy, i na samotou existenci automobilky. Z tohoto důvodu bude jedna z kapitol věnována i legislativě EU a jejímu vývoji pro následující roky.

Mechanické ztráty, či ztráty obecně, jsou již pár let velice diskutovaným tématem. Na toto téma bylo vypracováno jistě nespočet prací, a to v různých odvětvích průmyslu. Nicméně, má-li být účinnost strojů a zařízení maximalizována, je nutné zaměřovat se i na ty nejmenší komponenty systémů, jež jsou podsystémy větších systémů.

V tomto případě lze turbodmychadlo označit jako podsystém systému, konkrétně tedy spalovacího motoru. Tento podsystém - turbodmychadlo má za úkol, zvýšit efektivní výkon spalovacího motoru, a tedy snížit měrnou spotřebu paliva, s následkem snížení produkce CO₂. Ovšem turbodmychadlo, jako podsystém spalovacího motoru, má jako tepelný stroj také svoji účinnost, a chceme-li celkovou účinnost spalovacího motoru co nejvíce optimalizovat, je zapotřebí, se v dalších krocích zaměřit i na zvyšování dílčích účinností, ze kterých se celková účinnost turbodmychadla skládá. Nemalá část z celkových ztrát v turbodmychadle je tvořena mechanickými ztrátami v ložiskovém systému rotoru. Tato práce se proto bude zabývat problematikou mechanických ztrát turbodmychadel.

1 LEGISLATIVA EU

Z nařízení evropského parlamentu a rady (ES) č. 433/2009 [1], které stanovuje cíle do roku 2020 ke snížení produkce emisí CO₂ z výfukových plynů pro nová osobní a lehká užitková vozidla, vyplývají následující omezení. Snížení produkce CO₂ u osobních vozidel na 120 g CO₂/km a to do roku 2012 u 65 % vozidel, dále pak dle článku 4. do roku 2015 pro 100 % vozidel. Toto nařízení dále stanovuje snížit produkci CO₂ do roku 2020 minimálně o 21 % oproti roku 2015, tedy na hodnotu 95 g CO₂/km pro osobní vozidla. Nařízení (EU) č. 510/2011 [2] upravuje omezení produkce CO₂ pro nová lehká užitková vozidla s cílem snížit CO₂ do roku 2014 na 175 g CO₂/km u 70 % vozidel, dle článku 4. Dále pak snížení CO₂ do roku 2020 na 147 g CO₂/km.

Dne 17.4.2019 vyšlo nařízení, které ruší stávající nařízení (ES) č. 433/2009 a (EU) č. 510/2011. Nové nařízení evropského parlamentu a rady EU 2019/631 [3] má za cíle dále snižovat produkci CO₂ z vozidel v návaznosti na splnění cílů Pařížské dohody [4]. Toto nařízení nabývá účinnosti 1.1.2020. Nařízení stanovuje, že 100 % nových vozidel na území EU musí do roku 2021 plnit limit 95 g CO₂/km, do roku 2024 85 g CO₂/km, od roku 2025 81 g CO₂/km, od roku 2030 59 g CO₂/km pro osobní vozy. Pro lehké užitkové vozy platí omezení 147 g CO₂/km u 100 % vozidel do roku 2021, 137 g CO₂/km do roku 2024, 125 g CO₂/km od roku 2025 a od roku 2030 101 g CO₂/km. Uvedené hodnoty produkce CO₂ jsou ovšem myšleny jako průměrné hodnoty pro vozový park automobilky. Chtějí-li automobilky i nadále vyrábět sportovně laděná vozidla s většími objemy, kde se na spotřebu paliva příliš nehledí je zřejmé, že automobilky musí naproti tomu vyrábět malé městské vozy, s produkcí CO₂ nižší než je výše uvedena.

2 TURBODMYCHADLO

2.1 DŮVODY PRO POUŽITÍ TURBODMYCHADEL

Je zřejmé, že opatření zmíněná v kapitole 1. jsou velice přísná, a jejich porušení je trestáno značnými pokutami. To výrobce vozidel tlačí ke snižování spotřeby paliva, tedy ke zvyšování účinnosti motorů. Jak uvádí Nguyen-Schäfer [5], dva základní prozatímní směry jsou tzv. „downsizing“, tedy snižování počtu válců a snižování objemové velikosti válců v kombinaci s přeplňováním. Motory s menším počtem válců, či menším objemem mají za následek zmenšení mechanických ztrát mezi písty a válci. Také ale dochází vlivem menších motorů ke snížení celkové hmotnosti vozidla, a tedy i ke snížení jízdních odporů při jízdě vozidla, což má také za následek snížení spotřeby paliva. Je zřejmé, že menší motory mají menší spotřebu paliva, a tedy produkují méně škodlivých emisí zejména pak CO₂ a NO_x. Nicméně má-li být zachována jízdní dynamika vozidel, jako třeba zrychlení pro bezpečné předjíždění vozidel, je nutné zvýšit tzv. objemový nebo také specifický výkon motoru, definovaný jako výkon motoru na jednotku objemu (kW/litr). Proto musíme zachytit co nejvíce energie odcházející z motoru v podobě ztrát. Jedno z míst, kde odchází velké množství energie, ať už v podobě tepla nebo kinetické energie, je výfukové potrubí. Podle [5] ztráty výfukovým potrubím činí zhruba (30 – 35) % z celkové přivedené energie ve formě chemické energie paliva. To vede na velice účinné řešení, které má za následek zvýšení objemového výkonu motoru a zároveň snížení produkce CO₂. Tím řešením je již zmíněné přeplňování nízkoobjemových motorů.

Pokud nejsou použity hybridní technologie, je účinnost zážehových motorů zhruba 35 %, účinnost vznětových motorů je pak asi 40 % [5]. Po spálení paliva zůstává na výstupu z motoru stále poměrně vysoká energie ve formě entalpie. Jelikož výfukové plyny dosahují vysoké teploty, u zážehových motorů (950 – 1050) °C a u vznětových (820 – 850) °C [5]. Bez použití Turbodmychadel uniká tato energie bez dalšího využití do okolního prostředí. Pro další zvýšení účinnosti spalovacího motoru je tedy použití turbodmychadla nezbytné.

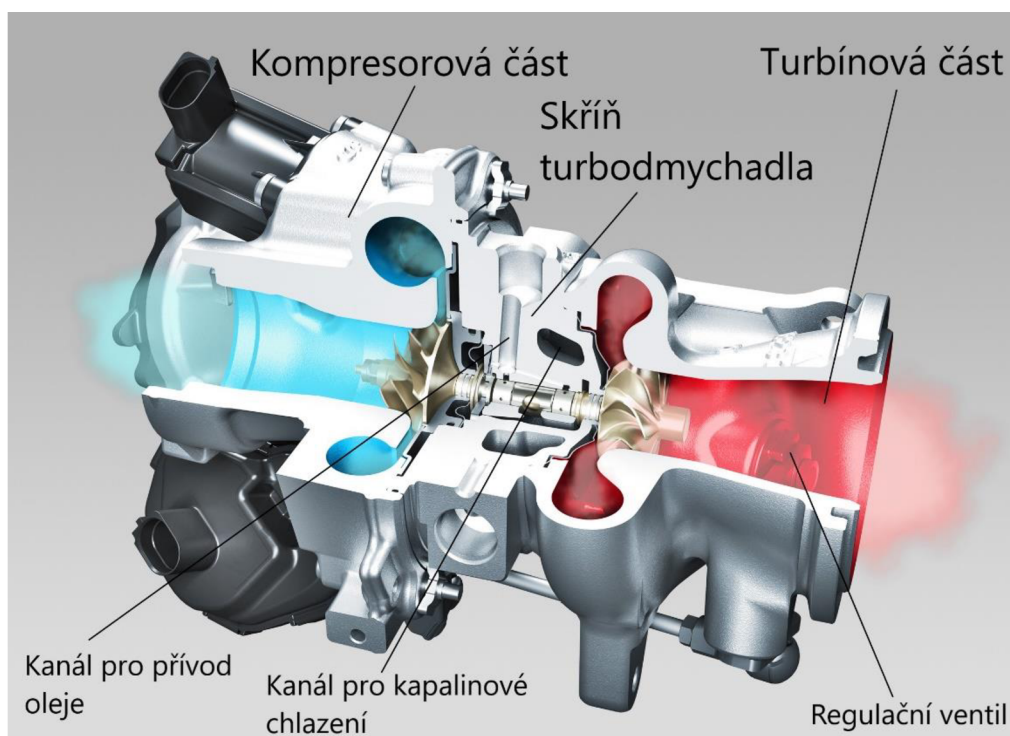
2.2 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo se skládá z několika desítek kusů dílů a jedná se o velice složité zařízení. Avšak lze říci, že se skládá z několika základních částí. Mezi základní části tedy patří turbínová část, kompresorová část a středová skříň turbodmychadla, která obsahuje ložiskový systém rotoru turbodmychadla, (viz Obr. 1). Neodmyslitelnou součástí dnešních, moderních turbodmychadel je akční nebo také ovládací člen, jímž můžeme optimálněji využít potenciál turbodmychadla.

Středová skříň turbodmychadla obsahuje ložiskový systém pro uložení rotoru, na kterém je usazeno turbínové a kompresorové kolo. Jak na straně kompresoru, tak i turbíny, jsou na rotoru umístěny těsnící kroužky, které zabraňují průniku vysokotlakého oleje do kompresorové a turbínové skříně. Kroužky ale taky zabraňují tzv. profuku tlakového vzduchu do středové skříně. Samotný hřídel rotoru je vyroben z uhlíkové oceli. V místě kontaktu s ložisky je hřídel indukčně kalen. V místě svaru mezi turbínovým kolem a hřídelem může být dutý prostor, který zabraňuje většímu přestupu tepla hřídelem z teplejší turbínové části do chladnější kompresorové části [6].

Skříň turbodmychadla dále obsahuje kanály pro přívod a odvod tlakového oleje do systému ložisek. Pro snížení tepelného namáhání celého turbodmychadla, hlavně pak oleje značně ohřívaného v ložiskovém systému, je chlazení systému turbodmychadla zajištěno jako

kapalinové a skříň tedy obsahuje další kanály pro přívod chladicí kapaliny [7]. Ke středové skříni se z jedné a druhé strany připevňují skříň kompresorové a dmychadlové části.



Obr. 1 Základní části turbodmychadla [8].

Výfukové plyny o vysoké teplotě jsou přiváděny na turbínové kolo, kde expandují a dochází k přeměně na kinetickou energii rotoru. Tato kinetická energie je dále předána na kompresorové kolo, kde dochází ke stlačování nasávaného vzduchu na vysoký tlak. Heinz Heisler [6] tvrdí, že motory využívající turbodmychadla se stejným výkonem jako motory, které turbodmychadla nevyužívají, mohou při snížení objemu cca o 25 % ušetřit až 10 % spotřeby paliva.

3 TEORIE MAZÁNÍ

3.1 ÚLOHA MAZÁNÍ

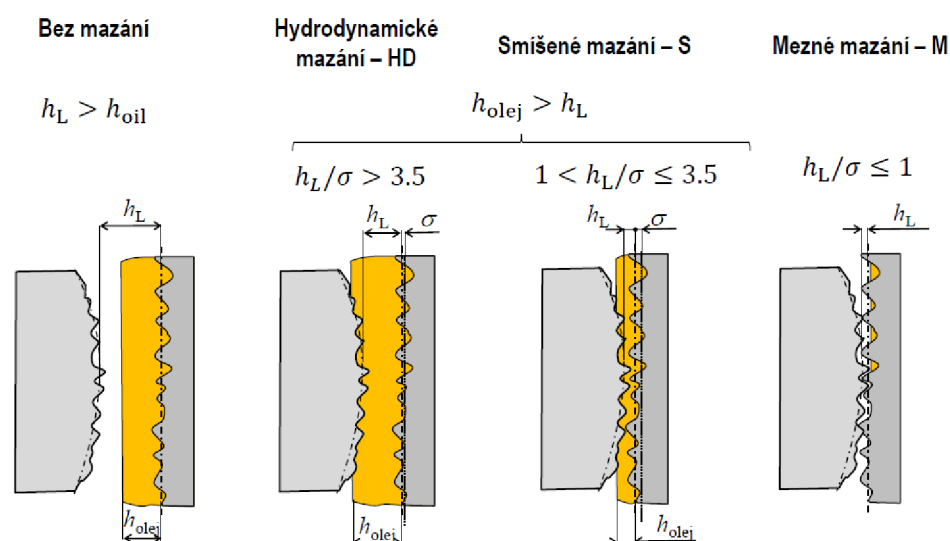
Mazání má několik funkcí. Avšak lze říci, že má dvě základní funkce. První je snížení tření mezi vzájemně pohybujícími se součástmi. Tím dosáhneme snížení vzniklých ztrát a také snížení opotřebení v místě kontaktu. Toho lze dosáhnout tím, že dostatečnou vrstvou maziva zabráníme bezprostřednímu styku dvou pohybujících se povrchů. Druhou důležitou funkcí je odvod vzniklého tepla. V případě turbodmychadel, pomocí proudícího maziva odvádíme nejen teplo vzniklé třením, ale i množství tepla, které zde vstupuje z horkých výfukových plynů proudících turbínovou částí turbodmychadla. Mezi další neméně podstatné funkce mazání patří ochrana proti korozi, odvod nečistot, částečné dotěsnění a tlumení hluků a vibrací.

3.2 DRUHY MAZIV

Z hlediska skupenství jsou maziva kapalná, plynná a tuhá. Z hlediska chemického složení se kapalná maziva dělí na uhlovodíková a neuhlovodíková. Uhlovodíková maziva můžeme získávat z ropy nebo synteticky, neuhlovodíková maziva můžeme získávat přírodně nebo synteticky. Přírodní oleje, či oleje ropného původu, jsou dnes již v automobilovém světě takřka historii. Vzhledem k požadavkům na výkon, tudíž k čím dál větším požadavkům na oleje, jsou dnes převážně používány syntetická maziva.

3.3 REŽIMY MAZÁNÍ

V případě kluzného uložení strojních součástí rozeznáváme několik režimů mazání. Tyto režimy se vzájemně liší minimální vrstvou olejového filmu v poměru ke střední drsnosti obou povrchů. Režim mazání má velký vliv na konečné mechanické ztráty v systému, kde dochází k vzájemnému pohybu strojních součástí. Proto při návrhu uložení strojních součástí je potřeba vhodně navrhnout provozní vůle v ložisku a vhodné opracování míst vzájemného kontaktu, což má vliv na drsnost. Základní režimy mazání lze rozdělit na suché mazání (S), mezní mazání (M), hydrodynamické mazání (HD) a elastohydrodynamické mazání (EHL) [9]. Grafickou prezentaci režimů mazání je možno vidět na Obr. 2.

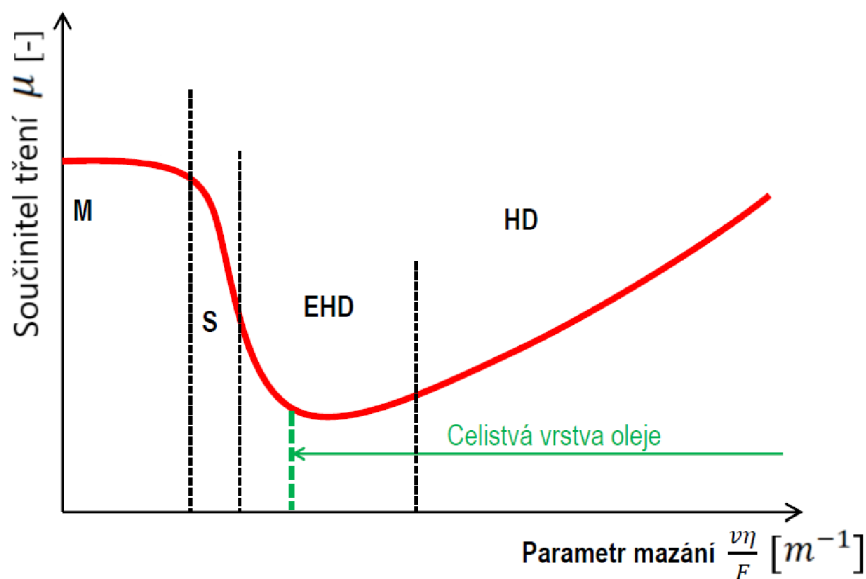


Obr. 2 Režimy mazání - rozdělené dle poměru mazací mezery a velikosti drsnosti povrchů [9].

3.3.1 VLIV REŽIMU MAZÁNÍ NA SOUČINITEL TŘENÍ - STRIBECKOVA KŘIVKA

Součinitel tření vzájemně se pohybujících kluzných povrchů, mezi které se přivádí mazivo, se mění v závislosti na relativní rychlosti. Jak uvádí zdroj [10], tuto skutečnost poprvé popsal Stribeck [11] a tudíž je označována jako Stribeckova křivka. Tato křivka zobrazuje základní chování kluzného ložiska. Z této závislosti je zřejmé, že největší součinitel tření je při nejmenší relativní rychlosti. V důsledku zvyšování relativní rychlosti dochází ke zvětšení mezního mazacího filmu, čímž se sníží povrch přímého styku součástí a součinitel tření se snižuje. Při dalším zvyšování relativní rychlosti se z oblasti mezního mazání dostaneme přes smíšené mazání do oblasti hydrodynamického. V oblasti hydrodynamického mazání s nadále se zvyšující relativní rychlostí začíná koeficient tření opět vzrůstat, v důsledku zvyšující se mazací vrstvy vzrůstá vnitřní tření ve vrstvě.

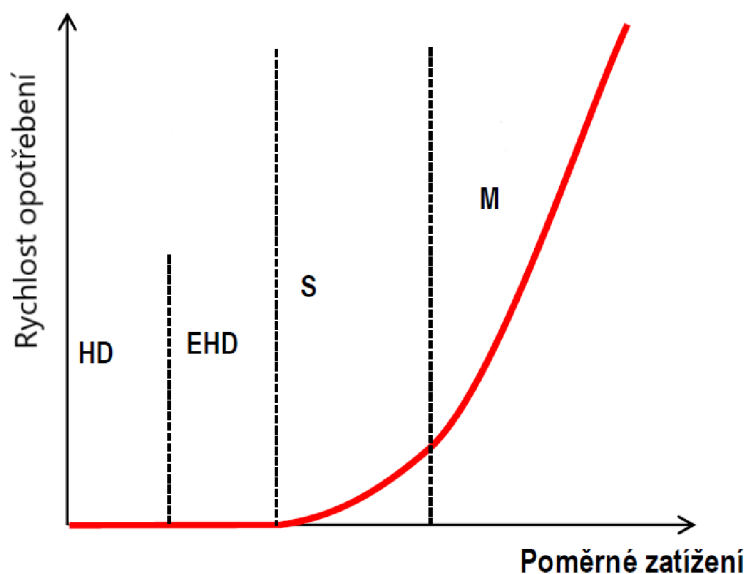
Pro konkrétní ložisko při různých zatíženích a viskozitách dostaneme jiné křivky, obsáhne-li zmiňované proměnné do charakteristického čísla, dostaneme tzv. parametr mazání ($\eta \cdot v/F$) [9], kde η je dynamická viskozita [Pa·s], v je rychlost [m/s] a F je síla [N]. Této křivce se pak říká obecná Stribeckova křivka a vyjadřuje závislost součinitele tření na parametru mazání (viz Obr. 3).



Obr. 3 Stribeckova křivka, kde je S - suché mazání, M - mezní mazání, HD - hydrodynamické mazání a EHD - elastohydrodynamické mazání [9].

3.3.2 VLIV REŽIMU MAZÁNÍ NA OPOTŘEBENÍ

Dle zdroje [12], lze opotřebení definovat jako trvalou nežádoucí změnu povrchu, způsobenou vzájemným působením funkčních ploch. Opotřebení se projevuje jako přemísťování nebo odstraňování částic funkčních povrchů vlivem mechanických účinků, čímž dochází ke změně rozměrů. V případě kluzných ložisek má velký vliv na opotřebení režim mazání. Následující Obr. 4 zobrazuje vliv režimu mazání na rychlost opotřebení v místě kontaktu.



Obr. 4 Vliv poměrného zatížení na opotřebení kluzných ploch,, kde je S - suché mazání, M - mezní mazání, HD - hydrodynamické mazání a EHD - elastohydrodynamické mazání [9].

3.3.3 MEZNÉ MAZÁNÍ

Tento režim mazání nastává, jestliže olejový film není natolik dostatečně tlustý, aby oddělil vzájemně se pohybující povrchy. Dochází zde tedy k vzájemnému přímému kontaktu pohybujících se povrchů. Zatížení zde není přenášeno hydrodynamickým filmem maziva, ale přímým stykem dvou povrchů, případně velice tenkým mezním filmem. Tento režim mazání má za následek velké a rychlé opotřebení v místě kontaktu. Vlivem velkého tření zde dochází ke vzniku velkých ztrát, to se projeví vznikem většího množství tepla.

3.3.4 SMÍŠENÉ MAZÁNÍ

Při tomto režimu mazání je zde již souvislá vrstva olej, avšak drsnost povrchů je vůči této vrstvě stále velká, a proto zde dochází k občasnému kontaktu nerovností vzájemně se pohybujících povrchů.

3.3.5 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

V tomto režimu mazání, nedochází k žádnému vzájemnému ovlivnění nerovností povrchů. Olejová vrstva je vůči drsnosti obou povrchů natolik velká, že zcela odděluje vzájemně pohybující se povrchy. Podle [9] k hydrodynamickému režimu mazání dochází mezi povrchy, které jsou konformně zakřivené a mají vůči sobě relativní pohyb. Tento režim mazání je vyžadován v konstrukci spalovacích motorů, jelikož zde dochází k minimálnímu opotřebení v místě kontaktu a jsou zde nízké ztráty vzniklé třením. Součinitel tření závisí zejména na viskozitě maziva. Kluzná ložiska turbodmychadel pracují v režimu hydrodynamického mazání.

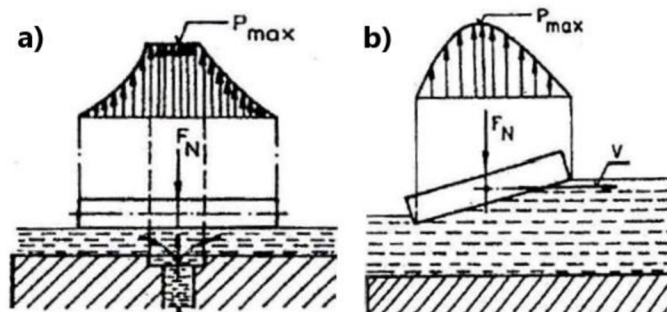
U hydrodynamického mazání rozeznáváme další podskupiny mazání, jak uvádí [9]:

- Hydrodynamické mazání (HD) – tlak v mazací vrstvě se vytváří samočinně, vlivem relativního pohybů dvou povrchů (viz Obr. 5b).

- Hydrostatické mazání (HS) – tlak v mazací vrstvě se nevytváří samočinně, ale je vytvářen externě pomocí mazacího čerpadla (viz Obr. 5a).
- Elastohydrodynamické mazání (EHL, EHD) – jedná se o druh mazání, který je shodný s hydrodynamickým mazáním. V tomto režimu mazání se navíc oproti hydrodynamickému mazání zohledňuje elastická deformace. Tento režim mazání se vyskytuje zejména u nekonformně zakřivených povrchů, které mají vůči sobě relativní rychlost.

Aby došlo ke vzniku hydrodynamického mazání, je potřeba dodržet podmínky mazání [9]:

- relativní rychlost dvou vzájemně se pohybujících povrchů,
- klínová mezera.



Obr. 5 a) vznik tlaku u hydrostatického mazání, b) vznik tlaku u hydrodynamického mazání [13].

3.4 VISKOZITA

Všechny tekutiny jsou nedokonale tekuté, jelikož při pohybu jejich částic musí překonávat vnitřní odpor. Viskozitu lze tedy obecně definovat jako míru vnitřního tření, nebo také jako odpor proti deformaci sousedních vrstev v důsledku smykového napětí. Viskozita se v tekutinách projevuje nerovnoměrným rozložením rychlosti v daném průřezu, vzniká určitý rychlostní profil, kde maximální rychlost je uprostřed a u krajů rychlost nulová. V praxi se viskozita projevuje sníženou schopností průtoku.

3.4.1 DYNAMICKÁ VISKOZITA

Definice dynamické viskozity již byla zmíněna, jde tedy o míru kladeného odporu mezi sousedními vrstvami při jejich vzájemném pohybu. Vzniklý odpor je potom přímo úměrný viskozitě tekutiny, rozměrům desky, rychlosti a nepřímo úměrný tloušťce vrstvy. Ke stanovení dynamické viskozity slouží například Höpplerův viskozimetr.

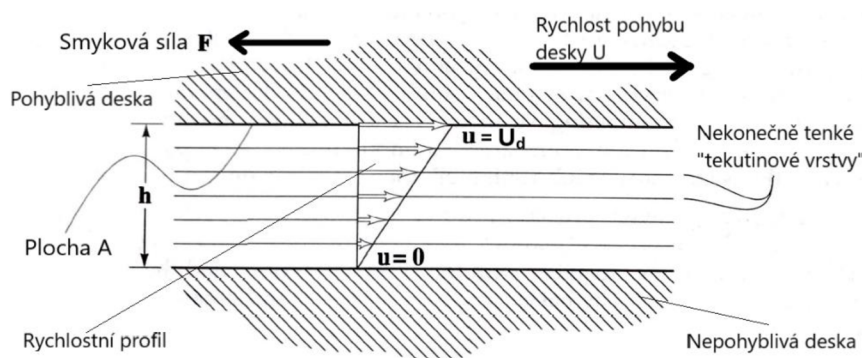
Jak uvádí Stachowiak [13], dynamickou viskozitu lze vysvětlit následovně. Uvažujme dvě mazací vrstvy o rozdílné tloušťce, obsahující rovnoměrné vrstvy, při zachování stejné rychlosti pohybu desky (viz Obr. 6). V případě menší tloušťky mazacího filmu se mazací vrstva skládá z menšího počtu elementárních vrstev, potom je tedy zřejmé, že rychlostní gradient mezi jednotlivými vrstvami je větší, a tudíž je kladen i větší odpor, zvaný také jako dynamická viskozita. V případě druhém, kdy je mazací film o větší tloušťce, obsahuje celková vrstva větší počet elementárních vrstev a gradient rychlosti proto není tak velký, jako v případě menšího mazacího filmu, což se projeví na menší dynamické viskozitě.

Dynamickou viskozitu, η [Pa·s] lze stanovit ze smykové síly mezi dvěma pohyblivými deskami dle vztahu [13]

$$\eta = \frac{F_s h}{A u} = \tau \frac{h}{u}, \quad (1)$$

$$F_s \sim \eta l b \frac{u}{h}, \quad (2)$$

kde F_s je smyková síla, u je rychlost tekutiny, U_d je rychlost pohybu desky, τ je smykové napětí, h je tloušťka vrstvy tekutiny, A je plocha, l je délka desky, b je šířka desky.



Obr. 6 Grafická interpretace vzniku smykové síly v důsledku dynamické viskozity v tekutině mezi dvěma deskami [13].

3.4.2 KINEMATICKÁ VISKOZITA

Kinematická viskozita je definována jako poměr dynamické viskozity k hustotě kapaliny. Značí se řeckým písmenem ν (ný) a její jednotky jsou $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$. Kinematická viskozita se měří pomocí kapilárního viskozimetru. Ale pokud známe hustotu tekutiny a její dynamickou viskozitu, je možné kinematickou viskozitu dopočítat následujícím vztahem [13]

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (3)$$

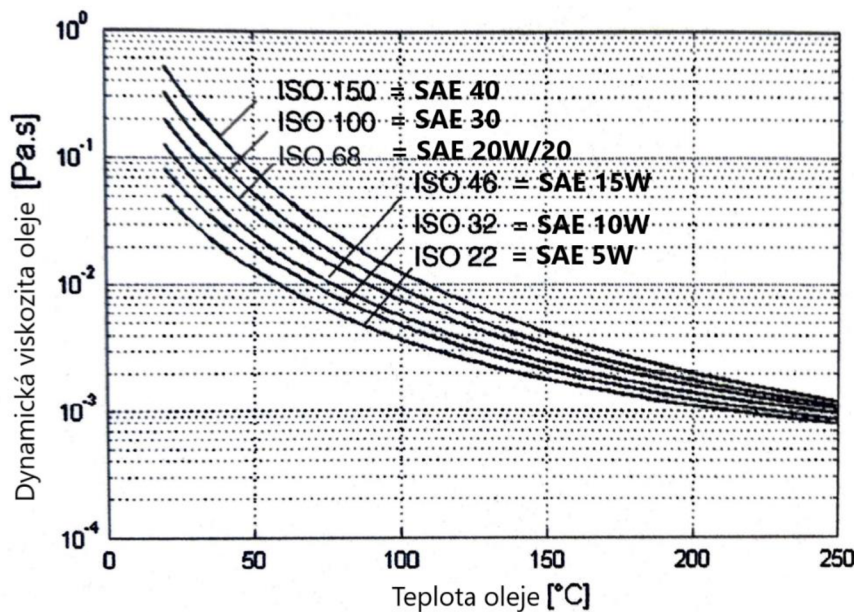
kde ν je kinematická viskozita, ρ je hustota tekutiny.

3.4.3 VISKOZITNÍ CHARAKTERISTIKY

Viskozita je velice důležitý parametr maziv. Pokud budeme znát provozní oblast a podmínky daného pracovního stoe, můžeme pro daný stoj zvolit neoptimálnější mazivo. Viskozita maziva bude totiž hrát velkou roli při výsledných mechanických ztrátách, které nebudou příliš velké při uvažování provozu jednoho stoe, ale pokud budeme uvažovat provoz tisíců těchto strojů, pak výsledné ztráty a vzniklé náklady na pokrytí těchto ztrát budou opravdu vysoké. Proto je důležité mít přehled o pracovních podmínkách, jako je zatížení a rozsah provozních teplot. Mazivo s vyšší hodnotou viskozity je jistě výkonnější, jelikož dokáže lépe separovat kluzné povrchy a má vysokou únosnost vzniklého mazacího filmu, ale bude zde zároveň potřebná více energie na překonání třecích sil, což se projeví vznikem velkého množství tepla. To ovšem může vést i ke zničení daného zařízení. Z toho důvodu je potřebná znalost viskozitních charakteristik.

3.4.4 VLIV TEPLoty NA VISKOZITU

Viskozita maziva má tu vlastnost, že je velice závislá na teplotě. Jak již bylo zmíněno, pro správnou volbu maziva charakterizovanou jeho viskozitou, je tedy potřebné znát provozní podmínky stroje. Jelikož mazivo musí podávat správnou výkonnost v daném rozsahu provozních teplot. Z Obr. 7 je zřejmé, že viskozita při studeném startu motoru může být až 10x vyšší, než při běžných provozních podmínkách motoru, čemuž podle [9] odpovídá teplota (90–150) °C. Po dosažení provozních podmínek motoru, se již viskozita nemění s teplotou tak zásadně. Každý olej má svoji oblast vhodného použití, pak oblast degradace, kde již není zaručena kvalita mazání a oblast teplot, do kterých by se neměl během provozu dostat, jelikož zde olej může vzplanout.



Obr. 7 Závislost dynamické viskozity maziva na teplotě [5].

Viskozitu lze pro danou teplotu určit z několika následujících aproximačních vztahů, jak uvádí zdroj [13].

Dle Reynoldse

$$\eta = be^{-aT} \quad (4)$$

Dle Slottea

$$\eta = \frac{a}{(b + T)^{c_\eta}} \quad (5)$$

Dle Vogela

$$\eta = ae^{\frac{b}{T+c_\eta}} \quad (6)$$

kde symboly a, b, c_η, d v jednotlivých vztazích vyjadřují konstanty definované podle daného autora a platí pouze pro tyto vztahy, T je absolutní teplota.

Příčemž mezi nejpoužívanější patří aproximační vztah dle Vogela.

3.4.5 VLIV TLAKU NA VISKOZITU

Kromě provozní teploty daného zařízení je velice důležité znát i provozní zatížení a rozložení tlaku v mazací vrstvě, jelikož viskozita maziva značně narůstá s tlakem, a to zásadněji než s teplotou. Viskozitu pro daný tlak lze určit z Aproximačních vztahů (viz Obr. 8). Aproximační vztah dle Baruse se využívá při výpočtech do maximálního tlaku 0,5 GPa dle [13]. Pokud budeme řešit mazání s tlakem vyšším, než 0,5 GPa, využívá se aproximační vztah dle Roelandse. Tento aproximační vztah se zejména uplatní při řešení mazání v režimu EHD, čili v místech nekonformního kontaktu, kde jsou kontaktní tlaky vysoké.

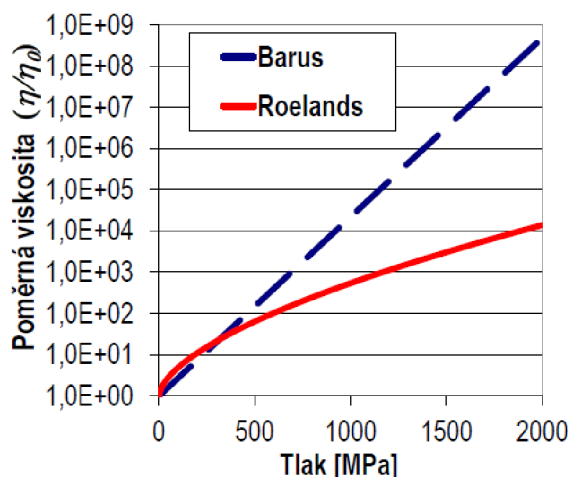
Aproximační vztah dle Baruse [13]

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p}. \quad (7)$$

Aproximační vztah dle Roelandse [9]

$$\eta(p) = \eta_0 e^{[(\ln(\eta_0)+9,67)(-1+(1+\frac{p}{p_0})^{z_i})]}, \quad (8)$$

kde η_0 je dynamická viskozita při atmosférickém tlaku, p_0 je atmosférický tlak, p je tlak, α je tlakově viskózní index, $\eta(p)$ je dynamická viskozita při tlaku p , z_i je konstanta pro daný olej.



Obr. 8 Vliv tlaku na viskozitu [9].

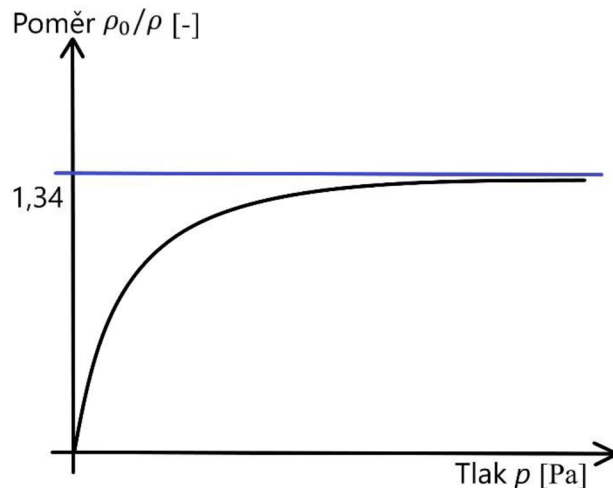
3.4.6 VLIV TLAKU NA HUSTOTU

Mezi další vlivy, které je potřeba zohlednit patří i vliv tlaku na hustotu maziva. Tlak má vliv, kromě na viskozitu maziva, i na jeho hustotu. Hustota s tlakem roste pouze do určité hranice hustoty. Tato hranice je zhruba 1,34 násobek hustoty při atmosférickém tlaku [9] (viz Obr. 9).

Vztah pro stanovení hustoty $\rho(p)$ při daném tlaku p , lze vyjádřit následovně [9]

$$\rho(p) = \rho_0 \frac{5,9 \cdot 10^8 + 1,34p}{5,9 \cdot 10^8 + p}, \quad (9)$$

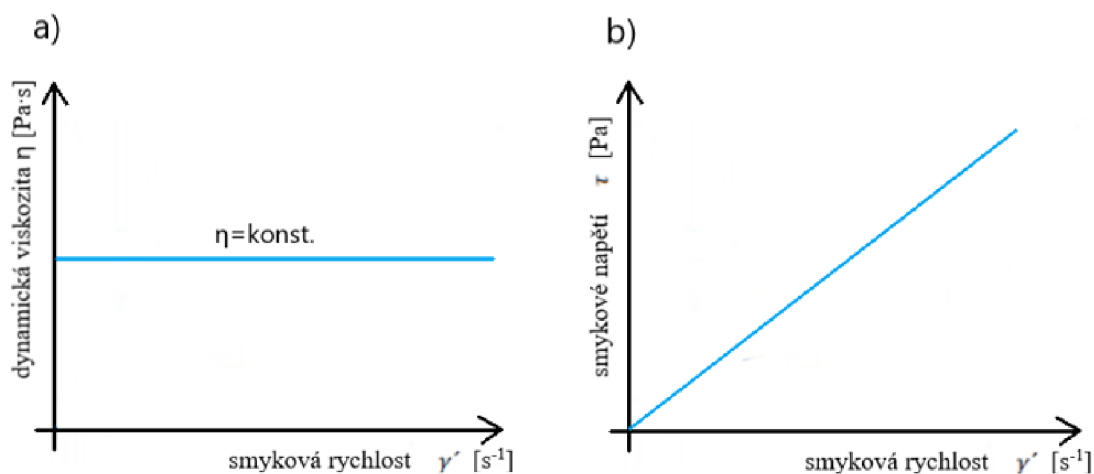
kde ρ_0 je hustota oleje při atmosférickém tlak, $\rho(p)$ je hustota oleje při tlaku p .



Obr. 9 Změna hustoty maziva, vlivem změny tlaku.

3.4.7 VLIV SMYKOVÉ RYCHLOSTI NA DYNAMICKOU VISKOZITU

Jak uvádí [10] dle reologického hlediska dělíme maziva na Newtonovská a ne-newtonovská. Přičemž na každý z nich působí vliv rychlosti deformace rozlišeně. Newtonovská tekutina je model látky, který se řídí Newtonovým zákonem viskozity. Tato látka je tedy charakterizována přímou úměrou smykového napětí a rychlostí deformace (viz Obr. 10). Materiálová konstanta, která charakterizuje danou tekutinu je viskozita. Za typickou Newtonovskou tekutinu lze označit např. vodu, vzduch, syntetické a ropné oleje.



Obr. 10 a) dynamická viskozita v závislosti na smykové rychlosti pro Newtonovské tekutiny, b) smykové napětí v závislosti na smykové rychlosti pro Newtonovské tekutiny.

Chování Newtonovské tekutiny lze popsat následovně [9]

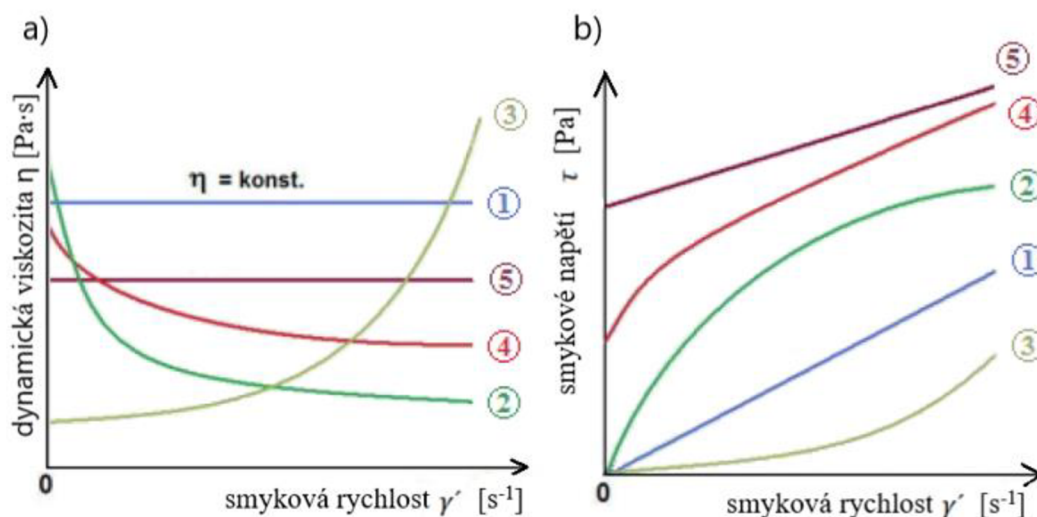
$$\tau = \eta \frac{du}{dy} = \eta \gamma', \quad (10)$$

kde τ je smykové napětí, γ' je smyková rychlost.

Naopak ne-newtonovská tekutina se neřídí Newtonovým zákonem viskozity, a tedy rychlost deformace není přímo úměrná smykovému napětí (viz Obr. 11).

Ne-newtonovské tekutiny se dále dělí [10]:

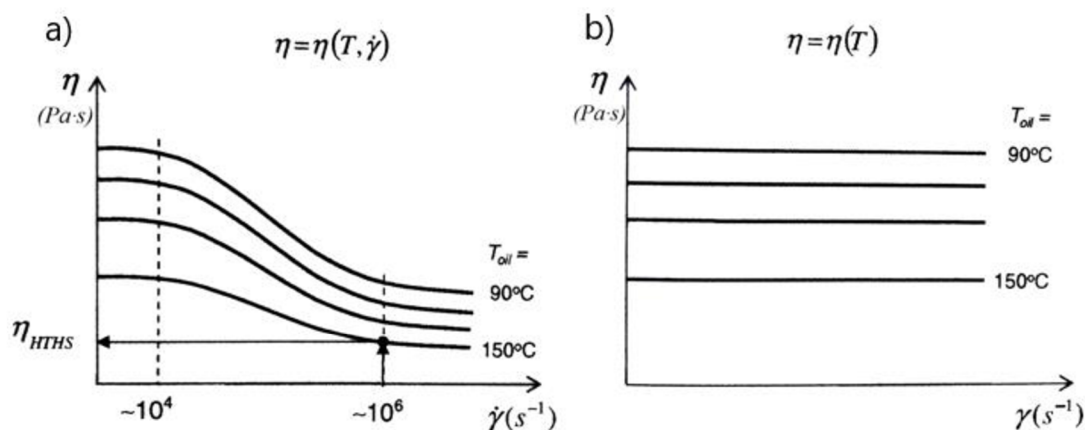
- Binghamské tekutiny.
- Pseudoplastické tekutiny.
- Dilatantní tekutiny.



Obr. 11a) dynamická viskozita v závislosti na smykové rychlosti pro ne-newtonovské tekutiny, b) smykové napětí v závislosti na smykové rychlosti pro ne-newtonovské tekutiny. Kde je 1 – Newtonovská tekutina, 2 – Pseudoplastická tekutina, 3 – Dilatantní tekutina, 4 – Skutečná tekutina, 5 – Binghamovská tekutina [14].

3.4.8 HTHS VISKOZITA MOTOROVÝCH OLEJŮ

Zkratka HTHS znamená High Temperature High Shear [15], v překladu tedy vysoká teplota a vysoká smyková rychlost. Viskozita HTHS je viskozita, při které se ověřují schopnosti oleje při jeho plném zatížení. Jak uvádí zdroj [15], v praxi to znamená například schopnost pohybu mezi rychle se pohybujícími částmi motoru, jako jsou komponenty rozvodového ústrojí, pístní kroužky, turbodmychadlo a jiné. Čím je viskozita HTHS vyšší, tím dokáže tvořit vyšší mazací vrstvu, naopak při nízké hodnotě této viskozity může docházet v extrémně namáhaných místech motoru k přetrhávání olejového filmu. Viskozita HTHS je definována při teplotě 150 °C a smykové rychlosti 10⁶·s⁻¹ [15] (viz Obr. 12).



Obr. 12 a) dynamická viskozita v závislosti na smykové rychlosti pro Ne-newtonovské tekutiny a různé teploty oleje, b) dynamická viskozita v závislosti na smykové rychlosti pro Newtonovské tekutiny a různé teploty oleje [9].

3.5 POPIS MAZÁNÍ – REYNOLDSOVA ROVNICE

Reynoldsova rovnice se využívá, při výpočtu generovaných tlaků a sil v mazací vrstvě hydrodynamických ložisek. Důvodem použití těchto rovnic namísto Navier-Stokesových, je fakt, že rychlost proudění oleje v kluzných ložiscích automobilových turbodmychadel není nijak vysoká, a tedy je zde dosahováno nízkých Reynoldsových čísel. Typické Reynoldsova čísla jsou pak mezi 100 a 200, jedná se tedy o laminární proudění, jak uvádí [5]. Zatímco Navier-Stokesovy rovnice se využívají v případě turbulentního proudění, tedy při vyšších Reynoldsových číslech.

V reálných dějích a procesech existuje mnoho vzájemně se ovlivňujících faktorů a proměnných, to by ovšem činilo popis značně obtížným. Proto, abychom mohly tento hydrodynamický děj snadno popsat, jsou zavedeny následující zjednodušující předpoklady [13]:

- Objemové síly jsou zanedbány – platí vždy, pokud neexistuje žádné další silové působení na tekutinu.
- Tlak je konstantní po celé výšce mazacího filmu – vždy platí, protože tloušťka hydrodynamických filmů je jen několik mikrometrů.
- Kapalina ulpívá na površích – vždy platí, protože rychlost na povrchu je shodná s rychlostí povrchu.
- Kapalina je Newtonovská – obvykle platí, s pár výjimkami, např. polymerní oleje.
- Proudění je laminární – obvykle platí, jen s výjimkou velkých ložisek
- Setrvačné síly jsou zanedbatelné v porovnání s viskózními – platí pro nízké rychlosti, nebo vysoké zatížení, vliv setrvačnosti je zahrnut jen pro přesnější analýzu.
- Hustota se nemění, je konstantní – obvykle platí pro kapaliny, pro plyny neplatí.
- Viskozita je konstantní v celém mazacím filmu – důležitá podmínka pro odvození, ale reálně se mění v různých částech mazacího filmu.

Za předpokladu, že rychlost V , tedy rychlost ve směru os je nulová, $V=0$, pak dostáváme zjednodušený tvar Reynoldsovy rovnice [9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (11)$$

kde t je čas, U je rychlost ve směru osy „ x “.

Plný tvar Reynoldsovy rovnice, tedy zahrnující rychlost v obou směrech [9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + V \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \right) + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}, \quad (12)$$

kde V je rychlost ve směru osy „ y “.

Reynoldsova rovnice za předpokladu konstantní hustoty [9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} + V \frac{\partial h}{\partial y} \right) + 12 \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (13)$$

Reynoldsova rovnice v ustáleném stavu a za předpokladu konstantní hustoty [9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (14)$$

Isoviskózní tvar, Reynoldsova rovnice v ustáleném stavu a za předpokladu konstantní hustoty [9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (15)$$

Z Reynoldsovy rovnice, lze taktéž odvodit vztah pro objemový a následně hmotnostní průtok tekutiny ložiskem. Vztah objemového toku ve směru „ x “ je pak [9]

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + U \frac{h}{2}, \quad (16)$$

Obdobným způsobem dostaneme i výsledný tvar objemového toku ve směru osy „ y “ [9]:

$$q_y = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (17)$$

Budeme-li uvažovat, že hustota v olejovém filmu není konstantní, pak úpravou rovnice objemového toku dostaneme vztah pro hmotnostní toky ve směru osy „ x “ a směru osy „ y “ [9]

Hmotnostní tok v ose „ x “:

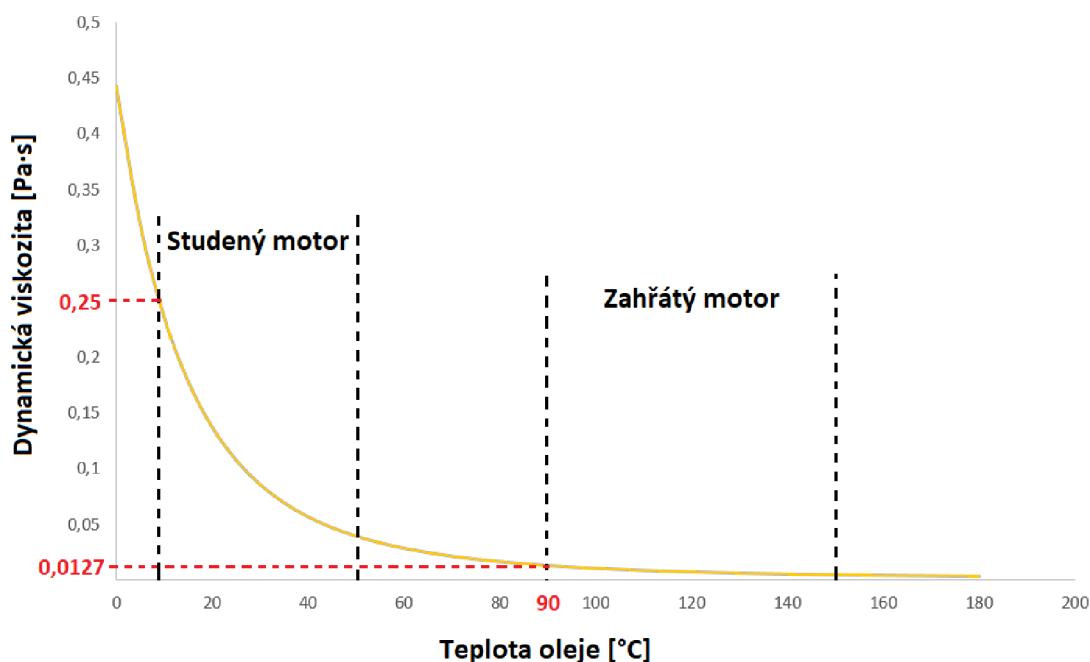
$$\dot{m}_x = -\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + U \frac{\rho h}{2}. \quad (18)$$

Hmotnostní tok v ose „y“ [9]

$$\dot{m}_y = -\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y}. \quad (19)$$

4 MOTOROVÉ OLEJE

Rotory turbodmychadel se v provozu pohybují v rozmezí otáček (60 000 – 200 000) min^{-1} . Ložiskovou soustavu pracující při takto vysokých otáčkách, jako dosahují rotory turbodmychadel, je potřeba zásobovat dostatečným množstvím tlakového oleje. K mazání kluzných ložisek turbodmychadla se využívá mazací okruh motoru. Proto bude tato kapitola věnována motorovým olejům. Dle úvodního rozdělení maziv v kapitole 3.2, lze říci, že nejčastěji používaná maziva u kluzných ložisek turbodmychadel jsou kapalná, převážně již syntetická maziva, a tedy se jedná o Newtonovské tekutiny.



Obr. 13 Změna viskozity v závislosti na teplotě - provozní rozsah motorového oleje. Motorový olej dle normy SAE 0W-30.

Jistě by bylo vhodné zmínit základní požadavky na motorové oleje. Motorové oleje by měly být mísitelné s chemikáliemi, aby bylo možné přidávat aditiva, a tím zlepšovat jejich vlastnosti. Měly by mít vhodnou tepelnou kapacitu, aby byly schopny odvádět přebytečné teplo. Motorový olej by měl být stabilní při tepelném a oxidačním namáhání, a měl by mít nízkou těkavost. Tepelná stabilita oleje je důležitá ve vztahu k širokým provozním podmínkám spalovacího motoru, jak je vidět na Obr. 13. Z Obr. 13 je zřejmé, že dynamická viskozita oleje se může lišit u motoru, zahřátého na provozní teplotu, až dvacetinásobně, oproti motoru studenému.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.1, mazání má několik dalších funkcí, krom samotného mazání, mezi ně patří chlazení ložiskového systému, tedy odvod tepla vzniklého třením v kluzných ložiscích nebo přivedeným od horkých výfukových plynů. Olejový okruh udržuje ideální pracovní teplotu, tak aby vlivem vysoké teploty nedošlo k poškození některé z částí turbodmychadla a zároveň, aby teplota byla dostačující pro snížení viskozity oleje. Další

důležité funkce mazání jsou: ochrana proti korozi, odvod nečistot, částečné dotěsnění a tlumení hluků a vibrací.

Motorový olej se skládá ze základového oleje a aditiv, které se přidávají ke zlepšení některých vlastností. Základový olej podle [16] tvoří asi (75 – 90) % výsledného objemu oleje, a může být syntetický nebo minerální. Minerální oleje jsou vyrobeny rafinací ropy obsahující dlouhé uhlovodíkové a aromatické řetězce. Syntetické oleje jsou vyráběny polymerizací olefinového ethylenu, získaného krakováním ropy za vzniku poly-alfaolefinů. Existují dva základní typy syntetických olejů, a to poly-alfaolefiny a estery. Výsledný základový syntetický olej používaný v motorech se tvoří vhodným mícháním těchto dvou druhů syntetických olejů.

Jako lepší volba základového oleje se jeví syntetický olej. Syntetický olej má potenciál uspokojit širokou škálu požadavků na dnešní oleje, protože mohou být vyrobeny s jakýmkoliv požadovaným rozsahem použití a specifickými vlastnostmi. Obecně lze říci, že syntetické oleje mají nízkou těkavost, oproti uhlovodíkovým minerálním olejům, dobrou tepelnou kapacitu, dobrou oxidační a tepelnou stabilitu. Bohužel syntetické oleje mají omezenou mazivost, jinak řečeno schopnost separovat kluzné povrchy a chránit před opotřebením.

4.1 KLASIFIKACE OLEJŮ

Ve světě existuje mnoho výrobců široké škály motorových olejů s nepřehledným množstvím vlastností, čímž vzniká nepřehlednost sortimentu olejů. Aby bylo možné oleje vzájemně hodnotit a porovnávat jejich vlastnosti, případně použít vhodnou náhradu, byla zavedena klasifikace olejů. V rámci klasifikace olejů jsou výrobci povinni označit olej klasifikačními značkami SAE a API [17]. Tyto klasifikační značky jsou amerického původu, jelikož by nemusely vyhovovat evropským požadavkům, byla zavedena i evropská klasifikační známka ACEA [17]. Kromě těchto obecných klasifikací používá většina větších výrobců automobilů a motorů své vlastní normy, které je možno taktéž nalézt na obalech různých výrobců olejů.

V rámci klasifikační třídy SAE jde o klasifikaci olejů na základě viskozity, tedy určuje vhodnost použití olejů pro dané klimatické podmínky, při garantované minimální viskozitě a při maximální provozní teplotě. Klasifikace API a ACEA charakterizuje olej na základě jeho teplotního a mechanického namáhání.

Pro správnou volbu motorového oleje je potřeba dodržet předepsanou výkonnou charakteristiku oleje dle evropské normy ACEA, nebo americké API. Tato výkonná specifikace motorového oleje je spjata s minimální hodnotou HTHS viskozity, která zaručuje bezproblémový chod pro daný motor. Jak uvádí [5] důležitou hodnotou této viskozity je $3,5 \cdot 10^{-3}$ [Pa·s], těmto olejům se pak říká normální a oleje s hodnotou viskozity HTHS nižší se říká nízko viskózní oleje. Právě cestou nízko viskózních olejů se automobilky v poslední době ubírají, tyto oleje zvyšují spotřebu oleje, ale co je pro výrobce automobilů důležitější je fakt, že zároveň snižují spotřebu paliva, a tedy tolik hlídanou produkci CO₂. Čím nižší hodnota HTHS viskozity, tím nižší je i spotřeba paliva spalovacího motoru. Ovšem jak již bylo zmíněno, čím nižší hodnota viskozity HTHS, tím vyvstává větší riziko přerušení mazacího filmu v kontaktu kluzných povrchů. Proto, abychom mohli těžit užitek z těchto nízko viskózních motorů je potřeba, aby na tento olej byl konstrukčně přizpůsoben motor. To by ovšem pro zaručení bezproblémového chodu dnešních vysoce namáhaných motorů nestačilo, proto musí ruku v ruce jít s vývojem aditiv, zlepšujících vlastnosti olejů.

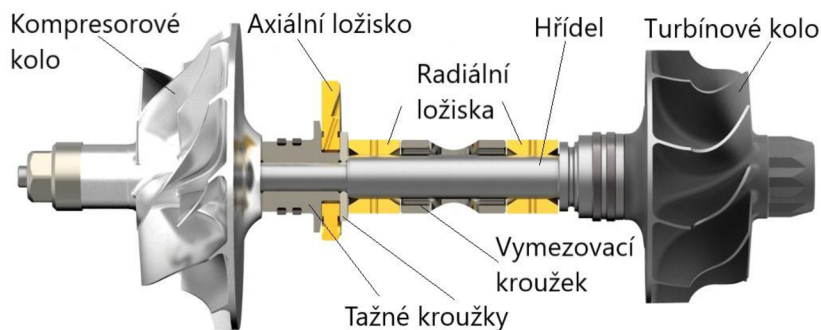
4.2 ADITIVA

Dnešní extrémně namáhané motory kladou velký důraz na kvalitu mazání. Aby mohly být tyto vysoké požadavky splněny, musí být výsledný olej aditivován, tedy jsou do něj přidávány aditiva zlepšující jeho vlastnosti, které základový olej nemá, nebo nejsou dostatečné. Aditiv je mnoho druhů a mají různé účinky. Obvykle jsou však použita tyto aditiva [17]:

- Inhibitory oxidace a koroze – zpomalují oxidaci oleje a zabraňují korozi kovových povrchů uvnitř motoru.
- Zpomalovače opotřebení – jsou označovány také jako proti-otěrové přísady. Reagují v kontaktním místě, kde vytvářejí sloučeniny s nízkým koeficientem tření.
- Detergenty a disperzanty – disperzanty se vážou na částice v oleji a zabraňují jejich shlukování a usazování, detergenty potlačují vytváření chemicky nestabilních a v oleji nerozpustných látek, které vznikají za vyšších teplot a usazují se v motorech, tyto aditiva tedy udržují čisté povrchy.
- Zlepšovače viskozitního indexu – brání snižování viskozity oleje po zahřátí na provozní teplotu.
- Depresanty – zabraňují zhoršení tekutosti oleje nebo jeho úplnému ztuhnutí, tím umožňují start motoru za velmi nízkých teplot.
- Antipěnidla – potlačují vznik pěny a v případě vzniku urychlují její rozpad, tím brání před nedostatečným přívodem oleje od čerpadla k mazaným místům.

5 LOŽISKA ROTORŮ TURBODMYCHADEL

Ložiskový systém slouží k uložení rotoru turbodmyhadla spojeného s kompresorovým a turbínovým kolem a k zachycení reakcí vzniklých od silového namáhání. Silové namáhání může vznikat nevyvážeností rotoru, tyto síly mnohonásobně překračují jeho hmotnost, dále zde vzniká namáhání tahové vlivem různých tlakových poměrů na turbínovém a kompresorovém kole. V neposlední řadě ložiskový systém svojí tuhostí a tlumícími vlastnostmi napomáhá rotor udržet v rotor-dynamické stabilitě, uvádí [5]. Podle druhu tření mezi částmi strojů se používají ložiska valivá nebo kluzná, ty se dále dělí na hydrodynamické a aerodynamické. Srovnání kluzných a valivých ložisek je možné vidět v *Tab. 1*. Na následujícím *Obr. 14* je zobrazeno uložení rotoru s kluznými ložisky.



Obr. 14 Uložení rotoru turbodmyhadla pomocí kluzných ložisek [18].

5.1 VALIVÁ LOŽISKA

Valivá ložiska se většinou u sériových produkcích turbodmychadel často nevyskytují, jednak pro svou vysokou cenu a také pro horší schopnost udržovat rotor v rotor-dynamické stabilitě, což je jeden ze základních požadavků na ložiska turbodmychadel. Avšak v některých případech, kdy je potřeba snížit třecí ztráty v přechodových oblastech a v oblastech nižších otáček rotoru, za účelem snížení produkce CO₂, se používají ložiska valivá. Valivá ložiska mají v nižších otáčkách a přechodových režimech nižší třecí ztráty, řádově 10x nižší než ložiska kluzná, nicméně v otáčkách vyšších se tyto rozdíly vlivem snižující se viskozity oleje ztrácí, jak uvádí zdroj [5]. V případě použití valivých radiálních ložisek není potřebné použití samostatného axiálního ložiska. Jelikož radiální ložiska se používají v konstrukčním provedení s kosoúhlým stykem, dokážou tedy zachytit i axiální zatížení.

5.2 KLUZNÁ LOŽISKA

Kluzná ložiska se pro uložení rotorů turbodmychadel používají velice často, důvodů pro jejich použití je mnoho. Pro sériovou výrobu je velice důležitý požadavek jistě cena, tu mají kluzná ložiska zásadně nižší, než jakékoliv jiné druhy ložisek. Další zásadní výhodou, vycházející opět z požadavků na uložení rotorů turbodmychadel, je schopnost udržovat rotor v rotor-dynamické stabilitě, tento požadavek kluzná ložiska splňují velice dobře a stabilitu u těchto ložisek lze poměrně snadno zlepšovat oproti ložiskům valivým. Dobrá stabilita kluzných ložisek je způsobena hlavně dobrým koeficientem tlumení. Ložiskový systém turbodmychadel využívající kluzná ložiska, se skládá ze dvou radiálních ložisek a jednoho

axiálního ložiska. Jelikož turbodmychadlo, na kterém bude provedeno měření, má rotor uložený v kluzných ložiskách, budou v následujících kapitolách podrobněji rozebrány pouze ložiska kluzná.

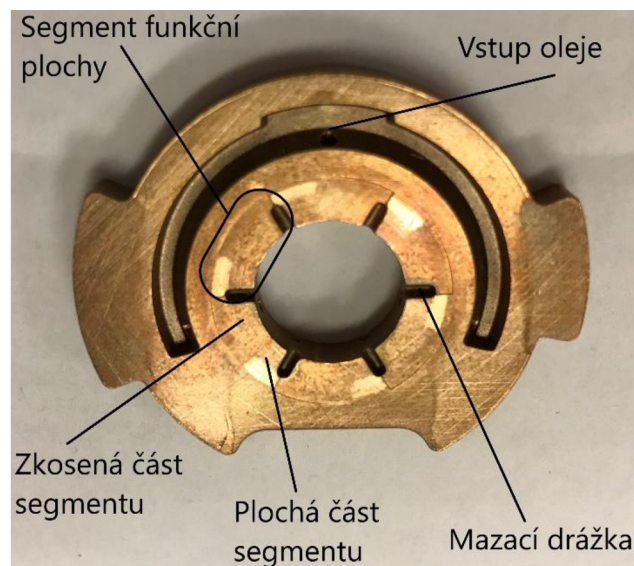
Tab. 1 Porovnání vlastností kluzných a valivých ložisek [5].

	Ložiska olejového filmu (rotující ložiska s plovoucími kroužky)	Valivá ložiska (kombinovaná axiální a radiální ložiska)
Použití	Samostatná radiální a axiální ložiska	Kombinovaná radiální a axiální ložiska
Směr zatížení	Radiální a axiální	Radiální a axiální
Rozměry	Malý vnější průměr radiálních ložisek	Vnější průměr: 2 × větší
Koeficient tření	<ul style="list-style-type: none"> při nízkých otáčkách (větší točivý moment): velký $\rightarrow \mu = 10^{-2} \dots 10^{-1}$ při vysokých rychlostech: malé $\rightarrow \mu = 10^{-3}$ 	<ul style="list-style-type: none"> při nízkých otáčkách (větší točivý moment): malé $\rightarrow \mu = 10^{-3} \dots 10^{-2}$ při vysokých rychlostech: malé $\rightarrow \mu = 10^{-3}$
Koeficient tlumení (ložisko/rotor)	2x větší díky dvěma olejovým filmům: vnitřní ložisková vůle ($\sim 20 \mu\text{m}$); vnější vůle ložiska ($\sim 70 \mu\text{m}$)	Velmi malá vůle mezi kuličkami a drážkou ($< 0,5 \mu\text{m}$); 1 × tlumící olejový film ($\sim 50 \times 80 \mu\text{m}$)
Hluk	Méně hlučné: pískání nevyváženosti; konstantní tón (vnitřní olejový vír)	Hlučné: pískání nevyváženosti, vysoké harmonické, frekvence vzniklé porušením některé z částí ložiska, frekvenční postranní pásma způsobené frekvenční modulací
Objemový průtok oleje	Malý	Téměř 2 × větší
Životnost	Neomezená	Omezená vysoko cyklovou únavou (HCF)
Poškození	Pravděpodobně poškození kvůli „tlučení oleje“ (samo buzení nestabilita); menší nebo žádné opotřebení (normální stav)	Kulička se dotýká při vysokých rychlostech; větší opotřebení
Náklady	Nízké	Velice vysoké

5.3 AXIÁLNÍ LOŽISKA

Axiální ložisko zachycuje tahovou sílu působící na rotor, od rozdílných tlaků na turbínovém a kompresorovém kole. Axiální ložisko se v zásadě používá kluzné, je uloženo uprostřed mezi tzv. tahovými kroužky, které mají při provozu otáčky identické s rotorem, kdežto axiální ložisko je upevněno do ložiskové skříně turbodmychadla, a tedy se nepohybuje. Tahové kroužky jsou přímo spojené s rotorem, aby na axiální ložisko přes olejový film přenášely tahové zatížení rotoru. Následně vzniklá tlaková síla na axiálním ložisku je vyvolána stlačováním olejového filmu, mezi ložiskem a tlačnými kroužky. Tloušťka tohoto olejového filmu určuje přenášenou axiální reakční sílu. S rostoucí tloušťkou filmu klesá nosná tahová síla a naopak. Axiální ložisko se nejčastěji umísťuje blíže ke kompresorové části, kvůli nižší teplotě.

Na níže uvedeném *Obr. 15* je ukázka kluzného axiálního ložiska, kde jsou popsány jeho jednotlivé, důležité části.

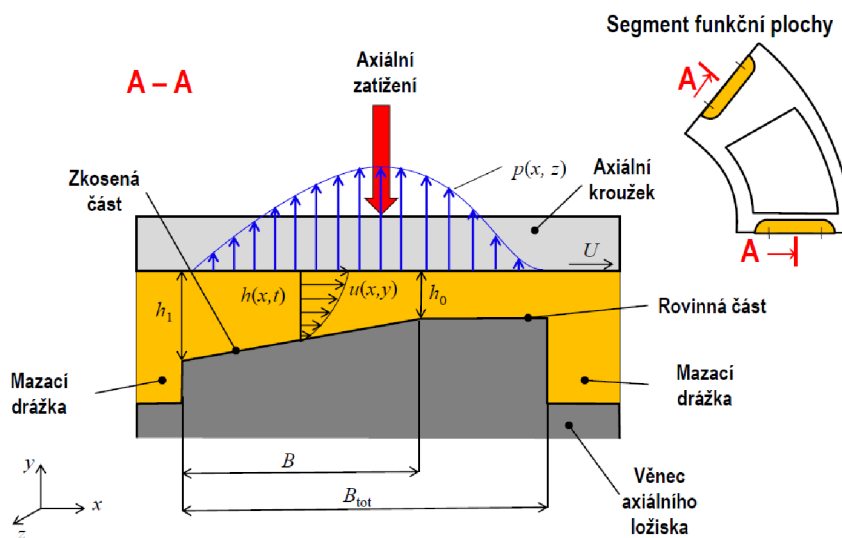


Obr. 15 Popis jednotlivých částí axiálního ložiska.

Axiální ložisko je většinou vyrobeno z mosazi, slitiny mědi a zinku, včetně malého množství manganu a hliníku. Ložiskový materiál z mosazi má nejen vynikající tribologické vlastnosti, ale také velmi dobrou tepelnou vodivost, která snižuje opotřebení a dobře odvádí teplo způsobené třením ložiska.

5.3.1 PRINCIP ČINNOSTI

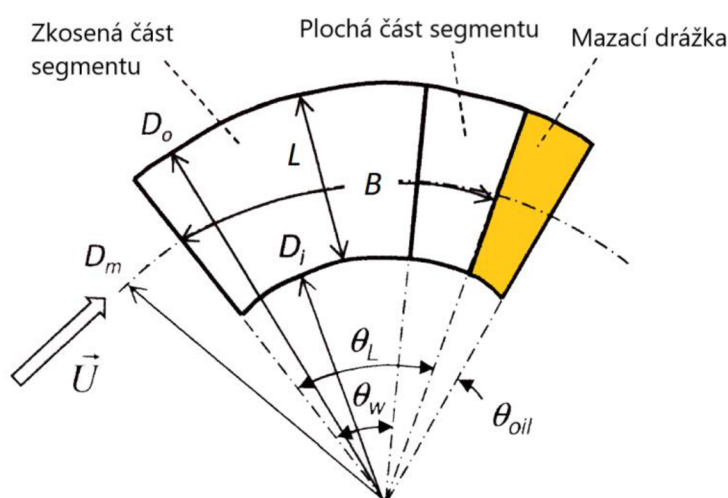
Princip činnosti axiálního ložiska rotoru turbodmychadla je založen na hydrodynamickém efektu vznikajícím v mazací vrstvě, popsaném Reynoldsovou rovnicí. Aby zde hydrodynamický efekt vznikl, musí být dodrženy podmínky hydrodynamického mazání.



Obr. 16 Princip funkce axiálního ložiska - jeden segment [19].

Tedy musí zde být relativní rychlost pohybu mezi kluznými povrchy a musí zde být vytvořena klínová mezera, tak jak je zobrazeno na obr. 16.

Tažné kroužky jsou napevno spojeny s rotorem hřídele a otáčí se tedy rychlostí rotoru ω a jeho obvodovou rychlostí U , na středním průměru D_m segmentu ložiska (viz obr. 17). Ložisko je upevněno ve skříni turbodmychadla, a proto se přítlačné kroužky pohybují relativně k axiálnímu ložisku s rychlostí rotoru ω . V důsledku klínové mezery a vlivem efektu stlačeného filmu je vytvořena ložisková síla tlakem olejového filmu působícího na tlačný kroužek. Tato síla vyrovnává tahové zatížení při určité tloušťce olejového filmu, aby se rotor udržel v axiálním směru stabilní. S měnícím se tahovým zatížením axiálního ložiska se tloušťka olejového filmu mění.



Obr. 17 Rozměry segmentu axiálního ložiska [5].

Reynoldsova rovnice pro axiální kluzné ložisko vypadá následovně [5]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (20)$$

Na jedné straně tlak nestlačitelného oleje v axiálním ložisku stoupá v důsledku efektu klínové mezery a relativní rychlosti. Na straně druhé, se zvyšujícím se axiálním zatížením je rychlost změny tloušťky olejového filmu záporná, což vede ke zvýšení tlaku efektem stlačeného olejového filmu.

Integrací tlaku přes plochu všech ložiskových segmentů dostaneme ložiskovou sílu, která působí opačně, než axiální zatížení [5]

$$F_B = \int_0^L \int_0^B p dx dy, \quad (21)$$

kde F_B je ložisková síla, L je šířka segmentu, B je délka segmentu.

V rovnovážné poloze se nosná síla rovná tahovému zatížení při určité tloušťce olejového filmu. Tloušťka olejového filmu musí být větší, než požadovaná minimální tloušťka olejového filmu, jak je uvedeno v rovnici (22). Minimální tloušťka mazacího filmu závisí na drsnosti povrchu, aby se zabránilo opotřebení ložiska při smíšeném mazání a případnému zadření ložiska na tlačných kroužcích. Podmínku pro kontrolu minimální mazací vrstvy lze zapsat [9]:

$$h_{min} \geq h_{lim} , \quad (22)$$

kde h_{min} je minimální tloušťka mazacího filmu, h_{lim} je limitní vzdálenost střednic povrchů.

Pro režim hydrodynamického mazání platí [9]:

$$\frac{h_{lim}}{\sigma} \geq 3,5 , \quad (23)$$

kde σ je střední aritmetická drsnost povrchů.

Jak již bylo zmíněno, minimální tloušťka mazací vrstvy je závislá na drsnosti povrchů kontaktních ploch. Abychom snížili tloušťku mazací vrstvy, a tím i třecí ztráty, upravuje se kontaktní plocha různými dokončovacími procesy, jako je broušení, honování, lapování, leštění.

5.3.2 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

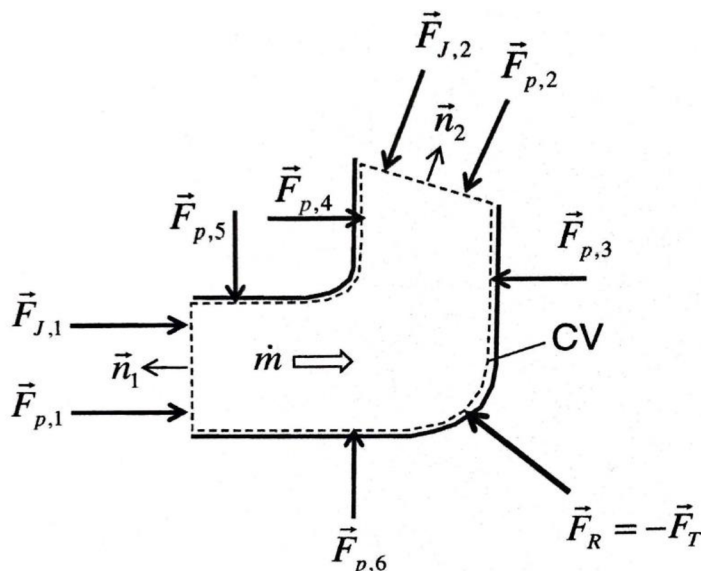
Aby bylo možné navrhnout axiální ložisko používané v turbodmychadlech, musí být nejprve určeno axiální zatížení. Axiální zatížení se skládá z tlakové a impulzní síly (viz Obr. 19). Tlakové zatížení je způsobeno různými tlaky působícími na vnitřní průměr, mezikruží a zadní stranu kompresorového a turbínového kola. Impulzní síly jsou vyvolány hmotnostními toky v kolech v axiálním směru. Protože turbodmychadla pracují při různých otáčkách rotoru, zpomalují se a zrychlují v různých dopravních situacích, je tahové zatížení závislé na rychlosti rotoru. Obecně se směr jeho zatížení během provozu může měnit.

Jak uvádí [5], existují dva obvyklé způsoby, jak vypočítat axiální zatížení rotoru. První způsob je využití softwaru CFD (výpočetní dynamika tekutin), nebo použitím Newtonova druhého zákona. První způsob poskytuje přesný výsledek, ale je výpočetně a časově náročný. Naopak použití Newtonova druhého zákona pro výpočet axiální síly je poměrně jednoduché a rychlé. Rozdíl mezi výsledky jednotlivých použitých metod jsou podle [5] menší než 10 %. Výsledný nesoulad mezi oběma metodami je menší, než rozsah tolerance tahového zatížení při návrhu ložiska. Proto je způsob výpočtu Newtonovým druhým zákonem dostačující a v praxi běžně používán pro výpočet tahového zatížení axiálního ložiska turbodmychadlech.

Tahová síla F_T , opačná k reakční síle F_R , je odvozena z Newtonova druhého zákona aplikovaného na kontrolní objem označený na Obr. 18 jako CV. Tekutina protéká přes kontrolní objem s hmotnostním tokem \dot{m} . Tok tekutiny se považuje za ustálený stav a viskózní tření tekutiny na stěnách je zanedbatelné. Podle Newtonova druhého zákona jsou působící síly na kontrolní objem zapsány v ustáleném stavu následovně [5]

$$\sum \vec{F} = \sum_j (\vec{F}_{p,j} + \vec{F}_{J,j}) + \vec{F}_R = 0, \quad (24)$$

kde \vec{F}_p je vektor tlakové síly, \vec{F}_J je vektor impulzní síly, \vec{F}_R je vektor reakční síly působící na kontrolní objem.



Obr. 18 Silová rovnováha na kole [5].

Tlakovou sílu dostaneme integrací tlaku přes plochu [5]

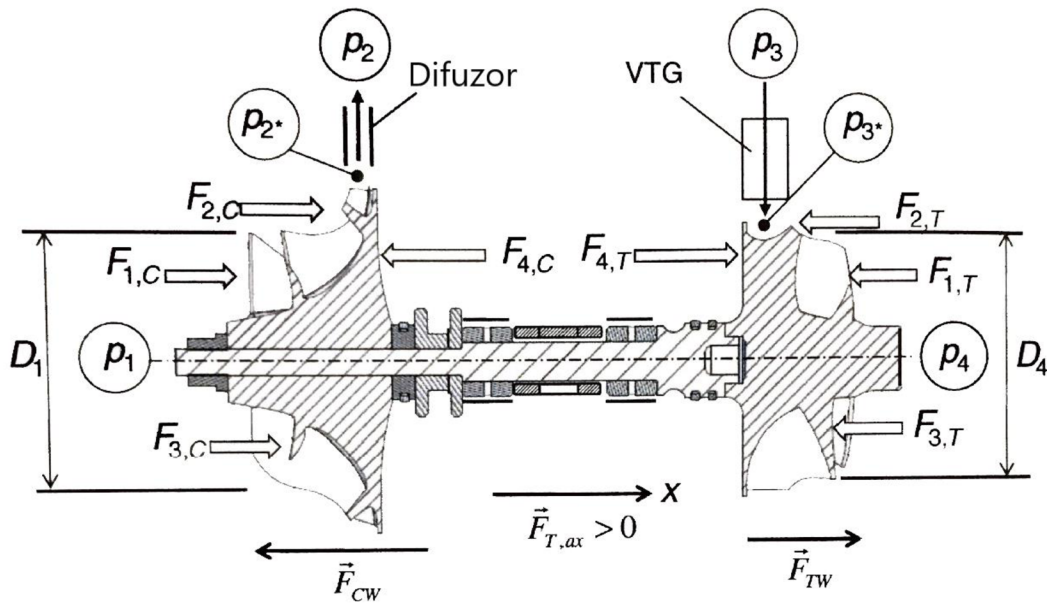
$$\vec{F}_p = - \int_A p \cdot \vec{n} \cdot dA = -\bar{p} \cdot A \cdot \vec{n}, \quad (25)$$

kde \vec{n} je normálový vektor na plochu, \bar{p} je průměrný tlak působící na plochu.

Impulzní síly vznikají vlivem hmotnostního toku přes turbínové a kompresorové kolo, proto se výpočet impulzních sil provádí přes kontrolní objem na Obr. 18 označen jako CV. Impulzní sílu vypočítáme z věty o impulzu a hybnosti [5]

$$\vec{F}_J = - \int_A \rho \vec{v} \cdot \vec{v} \cdot \vec{n} \cdot dA = -\rho \bar{v}^2 \cdot A \cdot \vec{n} = -\dot{m} \cdot \vec{v} \cdot \vec{n}, \quad (26)$$

kde \dot{m} je hmotnostní tok protékající přes kontrolní objem, \vec{v} je vektor rychlosti tekutiny kolmý na povrch, ρ je hustota tekutiny na povrchu, \bar{v} je průměrná rychlost tekutiny na vstupní a výstupní ploše.



Obr. 19 Zatížení axiálního ložiska turbodmychadla [5].

Jak již bylo zmíněno, platí následující vztah [5]:

$$\vec{F}_T = -\vec{F}_R, \quad (27)$$

kde \vec{F}_T je vektor tahové síly.

Dosažením rovnic (25), (26), (27) do rovnice (28) získáme následující výsledný vztah pro axiální zatížení ložiska [5]

$$\vec{F}_T = \sum_j (\vec{F}_{p,j} + \vec{F}_{j,j}), \quad (28)$$

$$\vec{F}_T = - \sum_j (\bar{p}_j A_j + \dot{m} \bar{v}_j) \vec{n}_j. \quad (29)$$

Výslednou zatěžující axiální sílu dostaneme jako výslednici všech sil působících na kompresorovém a turbínovém kole [5]

$$F_{T,ax} = F_{CW} + F_{TW}, \quad (30)$$

kde $F_{T,ax}$ je výsledná tahová síla zatěžující axiální ložisko, F_{CW} je součet sil působících na kompresorovém kole, F_{TW} je součet sil působících na turbínovém kole.

5.4 RADIÁLNÍ LOŽISKA

Hlavními funkcemi radiálních ložisek je nést tíhu a zatížení rotoru, tlumit vibrace a udržovat rotor stabilní, neboli udržovat rotor-dynamickou stabilitu za všech provozních podmínek turbodmychadla. Podle [5] pro snížení namáhání radiálních ložisek, a pro snížení pískání turbodmychadla je zapotřebí, aby rotor turbodmychadla byl dobře vyvážen a zbytková nevyváženost byla dostatečně malá.

Radiální ložiska mohou být použita jak kluzná, tak i valivá. Nejčastějším řešením jsou kluzná ložiska (*viz Obr. 20*), avšak v některých případech, kdy je potřeba zmenšit třecí ztráty v přechodových oblastech a v oblastech nižších otáček rotoru, za účelem snížení produkce CO₂, se používají ložiska valivá, jelikož mají v nižších otáčkách a přechodových režimech zásadně nižší třecí ztráty.



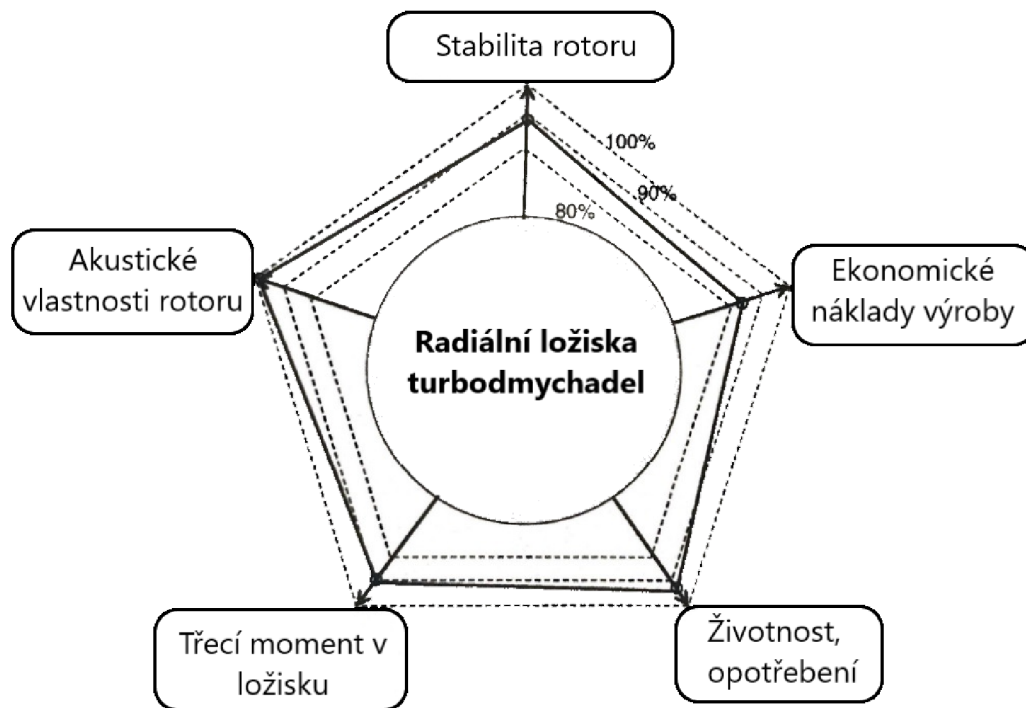
Obr. 20 Příklad používaných radiálních ložisek [20].

5.4.1 POŽADAVKY NA RADIÁLNÍ LOŽISKA

Mezi hlavní požadavky na radiální ložiska turbodmychadel patří [5]:

- Udržovat rotor stabilní v rotor-dynamické rovnováze.
- Nízká úroveň hluku – rotor musí být tedy dobře vyvážen. Radiální ložiska musí mít dostatečný tlumicí účinek, aby udržel rotor stabilní a potlačil pískání vyvolané nevyvážením, a vnitřní víření oleje vedoucí ke stálému tónu v turbodmychadlech.
- Tření ložiska by mělo být co nejnižší, aby se zlepšila reakce turbodmychadla, a aby se snížily emise CO₂ a NO_x.
- Radiální ložiska by měla mít dlouhou životnost s minimem opotřebení nebo bez opotřebení.
- Ložiska by měla být vyráběna za ekonomickou výrobní cenu s nejlepší kvalitou a funkčností po dlouhou životnost.

Neexistuje však žádný způsob, jak správně plnit všech pět náročných cílů současně. Proto nejlepším řešením je vzít kompromis mezi nimi a stanovit prioritu cíle se zákazníky (*viz Obr. 21*).



Obr. 21 Grafická interpretace požadavků na radiální ložiska [5].

5.4.2 PRINCIP ČINNOSTI

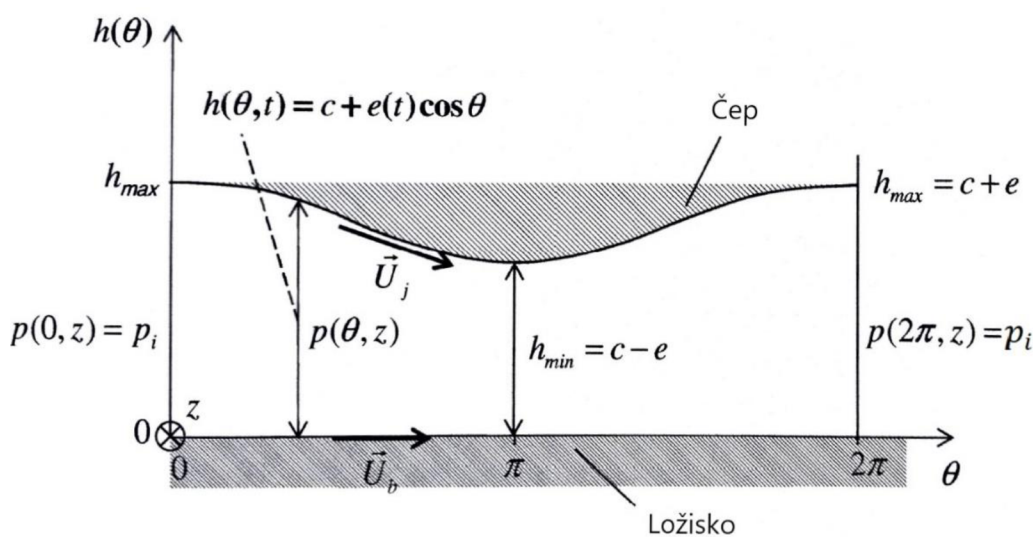
Princip činnosti kluzného radiálního ložiska rotoru turbodmychadla je založen na hydrodynamickém efektu vznikajícím v mazací vrstvě, popsaném Reynoldsovou rovnicí. Aby zde hydrodynamický efekt vznikl, musí být dodrženy podmínky hydrodynamického mazání. Tedy musí zde být relativní rychlost pohybu mezi kluznými povrchy a musí zde být vytvořena klínová mezera.

Tlak olejového filmu je vyvolán klínovou mezerou mezi ložiskem a čepem. Mazací olej se stlačuje v zužujícím se klínu otáčením čepu a ložiska. Tlak oleje se proto zvyšuje a dosahuje maximálního tlaku v klínu, když $\theta = \pi$, jak uvádí [5] (viz Obr. 22). Při minimální tloušťce olejového filmu dosahuje olejový film maximální rychlosti. Nejnižší tlak nastává krátce za minimální tloušťkou olejového filmu. V důsledku poklesu tlaku by zde mohlo dojít ke kavitaci. Vzniklý hydrodynamický tlak olejového filmu v zužujícím se klínu, vytváří ložiskové síly působící na čep, které vyrovnávají vnější silové zatížení rotoru a udržují rotor stabilní v radiálním směru.

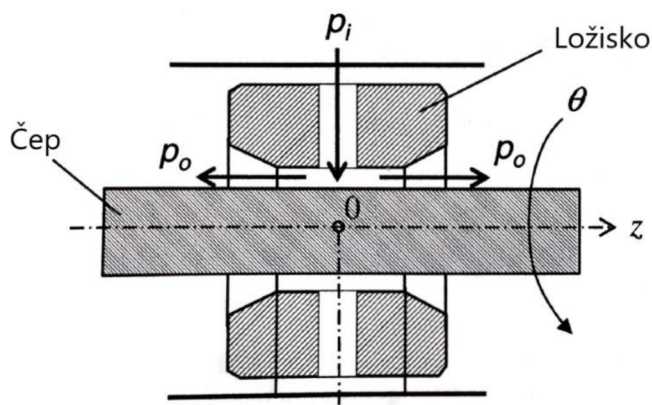
Reynoldsovu rovnici pro radiální ložiska lze napsat [5]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left[(U_j + U_b) \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right], \quad (31)$$

kde U_j je rychlost čepu, U_b je rychlost ložiskového kroužku, x je obvodový směr, z je axiální směr.



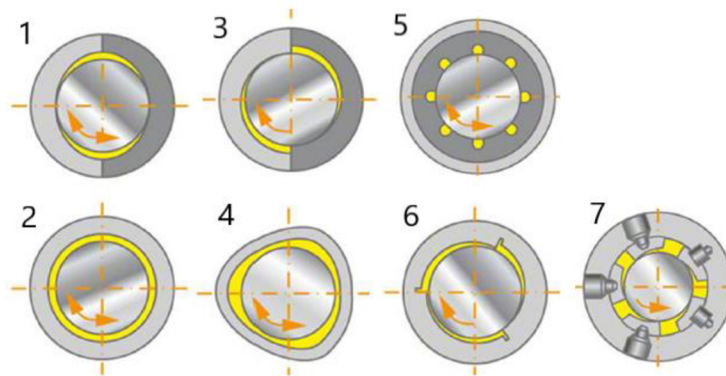
Obr. 22 Průběh tloušťky olejové vrstvy po obvodu ložiska [5].



Obr. 23 Řez radiálním ložiskem [5].

Při návrhu radiálních ložisek je velice důležitý parametr vůle. Když je průměrná vůle radiálního ložiska minimální, tření ložiska se zvětšuje, teplota oleje v ložisku se také zvyšuje, tloušťka olejového filmu se snižuje (smíšené nebo mezní mazání). V ložisku by proto mohlo docházet k nadměrnému opotřebení. Naopak je-li vůle ložiska maximální, mění se koeficienty tuhosti a tlumení, což má vliv na stabilitu rotoru. Může tedy docházet za určitých provozních podmínek k víření a tlučení oleje. Tyto nestability rotoru způsobují opotřebení a poškození rotoru a ložisek.

Za účelem zvýšení rotor-dynamické stability, mohou být na kluzné ploše hydrodynamického ložiska provedeny jisté konstrukční úpravy, jako je přerušování souvislé cylindrické plochy. Jednotlivé úpravy je možné vidět na Obr. 24. Provedení ložiska č. 1 je nestabilní, ložisko č. 2 je méně nestabilní, ložiska č. 3 a 4 jsou již stabilní, ložiska č. 5 a 6 jsou více stabilní a varianta ložiska č. 7 je nestabilnější.[21]

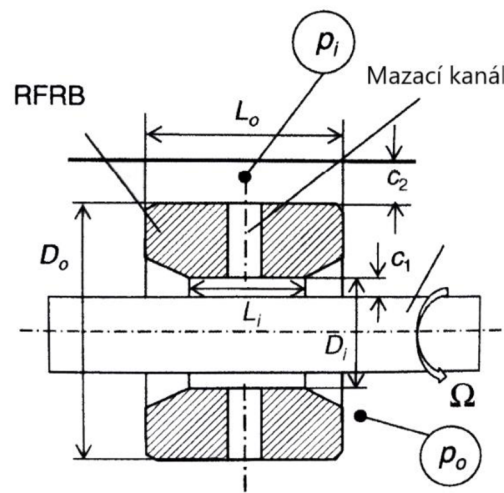


Obr. 24 Možnosti úpravy vnitřní cylindrické plochy [21].

5.4.3 RADIÁLNÍ LOŽISKA S PLOVUCÍMI KROUŽKY

Ložiska s plovoucími kroužky se obvykle používají u automobilových turbodmychadel, za účelem snížení tření, hluku a amplitudy rotoru při rezonancích. Jak uvádí [5] existují dva běžné typy ložisek s plovoucím kroužkem poloplovoucí SFRB (semi floating ring bearing) a plovoucí RFRB (rotating floating ring bearing). Rozdíl mezi těmito ložisky je pouze v tom, že u ložisek RFRB kroužek rotuje, podle [5] asi (20 – 30) % rychlosti otáčení rotoru. Kdežto u ložisek SFRB je kroužek aretován, nemůže se tedy otáčet, ale může kroužit. Společný charakter obou ložisek jsou dva olejové filmy, vnitřní a vnější (viz Obr. 25). Vnitřní olejový film má klíčovou funkci a to přenášet vnější zatížení působící na rotor. Vnitřní radiální vůle ložiska c_1 je proto relativně malá, aby se zvýšila tuhost ložiska. Naopak, vnější olejový film poskytuje rotoru velký koeficient tlumení, aby se snížila amplituda rotoru při rezonancích a potlačil se tak hluk. V důsledku toho je tedy vnější vůle ložiska c_2 větší než vnitřní.

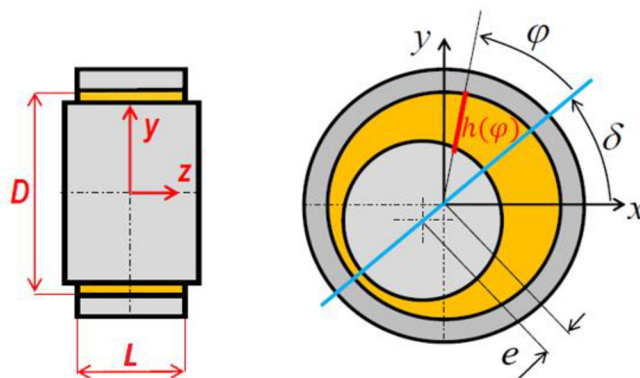
U radiálních ložisek s plovoucím kroužkem RFRB, se díky rotaci kroužku sníží gradient rychlosti, a tím dojde ke snížení tření. V důsledku snížení tření v ložisku se zlepšuje odezva turbodmychadla v přechodových oblastech, zejména pak při nižších otáčkách.



Obr. 25 Řez radiálním ložiskem s plovoucím kroužkem typu RFRB [5].

5.4.4 MODEL KRÁTKÉHO LOŽISKA

Pro návrh radiálního kluzného ložiska můžeme použít model krátkého nebo dlouhého ložiska. Ve většině případů, a tak je tomu i u turbodmychadel, se používá model krátkého ložiska, jak uvádí [22]. Model dlouhého ložiska má v praxi velice malé uplatnění. Jak uvádí [22], pro použití modelu krátkého ložiska musí být splněny základní předpoklady. První předpoklad je geometrický, pro jeho splnění musí být průměr ložiska zásadně větší než jeho šířka. Druhý předpoklad se týká průtoku maziva a říká nám, že tok maziva je daleko větší v axiálním směru tedy v ose „z“, než po obvodu ložiska.



Obr. 26 Rozměry ložiska [23].

Geometrický předpoklad [22]:

$$\frac{L}{D} \ll 1, \quad (32)$$

kde L je šířka ložiska, D je průměr ložiska (viz Obr. 26).

Předpoklad průtoku maziva [22]:

$$\frac{\partial p}{\partial z} \ll \frac{\partial p}{\partial \varphi} \rightarrow \frac{\partial p}{\partial \varphi} \sim 0, \quad (33)$$

kde φ je úhel po obvodu čepu.

Reynoldsova rovnice ve válcových souřadnicích [22]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left((1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial \varphi} \left((1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ = -6\eta \left(\frac{R}{c} \right)^2 (\hat{\omega} \varepsilon \sin \varphi - 2\dot{\varepsilon} \cos \varphi), \end{aligned} \quad (34)$$

kde R je poloměr pánve, $\dot{\varepsilon}$ je časová změna excentricity, $\hat{\omega}$ je efektivní úhlová rychlost, c je vůle ložiska, ε je relativní excentricita.

Reynoldsova rovnice pro krátké ložisko ve válcových souřadnicích [22]

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left((1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{-6\eta}{c^2} (\widehat{\omega} \varepsilon \sin \varphi - 2\dot{\varepsilon} \cos \varphi). \quad (35)$$

Po vyřešení této diferenciální rovnice dostaneme vztah pro rozložení tlaku v mazací vrstvě. Znalost rozložení tlaku v mazacím filmu je velice důležitá, zejména pak pro správný návrh umístění vstupního kanálku mazacího oleje. Vztah platný pro $(0 < \varphi < \pi)$ lze zapsat [22]

$$p(\varphi) = p_{out} + \frac{3\eta}{c^2(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} (\widehat{\omega} \varepsilon \sin \varphi - 2\dot{\varepsilon} \cos \varphi) \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right), \quad (36)$$

kde p_{out} je tlak maziva na výstupu.

Tlak pro $(\pi < \varphi < 2\pi)$ [22]

$$p = p_{in}. \quad (37)$$

kde p_{in} je tlak maziva na vstupu.

Integrací hydrodynamického tlaku přes plochu dostaneme vztah pro únosnost ložiska. Ve směru minimální mezery [22]

$$F_{ro} = -\frac{\eta L^3}{2R} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \left(\frac{2\varepsilon^2 \widehat{\omega}}{(1 - \varepsilon^2)^2} + \frac{\pi \dot{\varepsilon} (1 + 2\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{\frac{5}{2}}} \right), \quad (38)$$

kde F_{ro} je únosnost ložiska ve směru minimální mezery.

Ve směru kolmém na minimální mezeru pak [22]

$$F_{to} = -\frac{\eta L^3}{2R} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \left(\frac{\pi \varepsilon \widehat{\omega}}{2(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} + \frac{4\varepsilon \dot{\varepsilon}}{(1 - \varepsilon^2)^2} \right), \quad (39)$$

kde F_{to} je únosnost ložiska ve směru kolmém na minimální mezeru.

Uvažujeme-li ustálený stav, kde $\frac{\partial}{\partial t} = 0 \rightarrow \dot{\varepsilon} = 0$, můžeme výsledný vztah pro únosnost radiálního ložiska zapsat následovně [22]

$$F_o = \sqrt{F_{r,o}^2 + F_{t,o}^2}, \quad (40)$$

po úpravě:

$$F_o = \frac{\eta \widehat{\omega} L^3}{2R} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \left(\frac{\pi \varepsilon}{2(1 - \varepsilon^2)^2} \sqrt{(1 - \varepsilon^2) + \left(\frac{4\varepsilon}{\pi} \right)^2} \right), \quad (41)$$

kde F_o je výsledná únosnost ložiska.

5.5 LOŽISKOVÉ CHARAKTERISTIKY A UKAZATELE PROVOZNIHO STAVU LOŽISKA

Aby bylo možné ložiska vzájemně porovnávat nebo hodnotit samotné ložisko z pohledu vhodnosti použití pro konkrétní provozní podmínky, existují základní charakteristiky kluzných ložisek. Patří mezi ně [22]:

- únosnost ložiska F_o [N],
- excentricita e [m],
- relativní excentricita ε [-],
- ztrátový výkon P_z [W],
- minimální tloušťka olejové vrstvy h_{min} [m],
- průtok oleje Q [$m^3 \cdot s^{-1}$],
- maximální teplota olejové vrstvy T_{max} [$^{\circ}C$],
- výstupní teplota oleje T_{min} [$^{\circ}C$],
- efektivní teplota olejového filmu T_{ef} [$^{\circ}C$],
- oteplení oleje ΔT [$^{\circ}C$].

Při provozu ložiska je potřebné mít informace o stavu daného ložiska, zda nejsou překročeny maximální možné dovolené hodnoty provozních podmínek, pro které je ložisko určeno. Při překročení těchto limitních hodnot hrozí zvýšené opotřebení nebo úplné poškození ložiska, což může vést i ke kolapsu celého systému.

Kontrolu provozního stavu lze tedy provést na základě následujících parametrů [22]:

- Maximálního tlaku v ložisku, doporučená hodnota dle materiálu, ale typické hodnoty jsou $p_{lim} \cong (50 - 100)$ MPa.

$$p_{max} < p_{lim} , \quad (42)$$

kde p_{max} je maximální tlak, p_{lim} je limitní tlak.

- Maximální teplota v ložisku, doporučená hodnota je dle použitých materiálů a dle typu oleje, ale většinou by se měla pohybovat v rozmezí $T_{lim} \cong (120 - 160)$ $^{\circ}C$.

$$T_{max} < T_{lim} , \quad (43)$$

$$T_{max} = T_{in} + \Delta T , \quad (44)$$

kde T_{max} je maximální teplota, T_{lim} je limitní teplota, T_{in} je vstupní teplota.

- Poměr minimální tloušťky olejové vrstvy a kombinované drsnosti povrchů, doporučená hodnota $h_s \geq 3,5$.

$$h_s = \frac{h_{lim}}{\sigma} , \quad (45)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} , \quad (46)$$

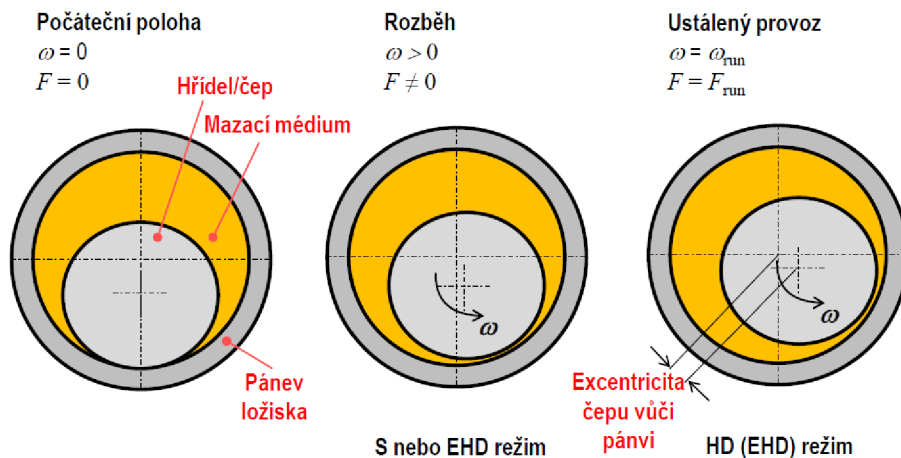
kde h_s je bezpečnost minimální tloušťky, h_{lim} je limitní tloušťka mazací vrstvy, σ je střední aritmetická drsnost, σ_1 je střední aritmetická drsnost čepu, σ_2 je střední aritmetická drsnost pánve.

6 MECHANICKÉ ZTRÁTY V TURBODMYCHADLE

Jak již bylo v této práci zmíněno, ztráty turbodmychadla jsou z velké části tvořeny mechanickými ztrátami. Mechanické ztráty na turbodmychadle jsou tvořeny ztrátami v těsnících kroužcích, radiálním a axiálním ložiskem, přičemž největší podíl ztrát je tvořen v ložisku axiálním. Návrh axiálního ložiska je tedy klíčový, co se mechanických ztrát turbodmychadla týče. V případě, že bude ložisko předimenzováno, bude dostatečně odolné vůči opotřebení, avšak vlivem velkého tření se zhorší reakce turbodmychadla a zvýší se celkové mechanické ztráty. V případě zvolení menšího bezpečnostního faktoru, budou třecí ztráty menší a reakce turbodmychadla lepší.

Režim mazání společně s viskozitou oleje má velký vliv na velikost mechanických ztrát v ložiskovém systému. Vhodnou volbou režimu mazání, opracováním a úpravou povrchů v místě kontaktu vzájemně se pohybujících součástí, provozními vůlemi a vhodným mazivem lze nejvíce ovlivnit mechanické ztráty. Mechanické ztráty jsou také závislé na zatížení axiálního ložiska, lze tedy říci, že vhodným návrhem geometrie turbínového a kompresorového kola, lze ovlivnit tlakové poměry, a tím i výsledné silové zatížení axiálního ložiska.

Ztráty v hydrodynamických ložiskách jsou převážně způsobeny viskozitou mazacího oleje. Ovšem to nebude platit ve všech provozních režimech turbodmychadla. V režimu roztáčení se rotoru turbodmychadla, může být kluzné ložisko chvilkově provozováno v mezním nebo smíšeném režimu mazání (viz Obr. 27), zde jsou pak mechanické ztráty kromě viskozity oleje tvořeny i třením nerovností kontaktních ploch. Pokud budeme uvažovat jen hydrodynamický režim mazání, tak mechanické ztráty budou v různých režimech turbodmychadla rozdílné vlivem měnící se viskozity. Viskozita se totiž mění s měnícím se tlakem a teplotou, jak již bylo zmíněno v kapitolách (3.4.4) a (3.4.5).



Obr. 27 Provozní podmínky radiálních ložisek turbodmychadla [21].

V případě těsnících kroužků nehraje hlavní roli viskozita oleje, jelikož v místě těsnících kroužků by již neměl být tlak oleje tak velký, aby nedocházelo k úniku oleje do prostoru turbíny či kompresoru. Tudiž se zde nebude jednat o hydrodynamické mazání, ale mazání v režimu mezním, či smíšeném. Mechanické ztráty zde tedy budou tvořeny především přímým kontaktem těsnících kroužků a rotoru. Výpočet ztrát těsnících kroužků by byl složitý a značně

nepřesný. Taktéž lze říci, že vzhledem k rozměrům těsnicích kroužků lze předpokládat, že ztráty se nebudou na celkových mechanických ztrátách turbodmychadla podílet nijak zásadně. Z toho důvodu s nimi nebude v experimentální části práce nijak počítáno. Příklad umístění těsnicích kroužků na rotoru turbodmychadla je možné vidět na *Obr. 28*.



Obr. 28 Těsnicí kroužky rotoru turbodmychadla GT 35.

6.1 STANOVENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT

Mechanická ztráty na turbodmychadle lze stanovit několika způsoby:

- Analyticky – výpočet třecího momentu – méně přesné.
- Numericky – přesné, ale velice náročné časově i výpočtově.
- Experimentálně – přesné, časové náročné a drahé.

6.1.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET

RADIÁLNÍ LOŽISKO

Třecí výkon na hřídeli turbodmychadla u ložisek bez plovoucího kroužku, lze zapsat [5]

$$P_z = F_f U_j = U_j \int_A \tau dA = \eta_i \frac{\partial U}{\partial h} A_j U_j \approx \eta_i \left(\frac{U_j}{h} \right) A_j U_j, \quad (47)$$

kde P_z je třecí výkon, A_j je plocha čepu, U_j je rychlost otáčení čepu (*viz Obr. 29*), F_f je třecí síla.

U radiálních ložisek s plovoucím kroužkem RFRB, se díky rotaci kroužku rychlostí otáčení U_R sníží gradient rychlosti, a tím dojde ke snížení třecího výkonu. Třecí výkon pro ložisko typu RFRB lze napsat následovně [5]

$$P_z^* \approx \eta_i \left(\frac{U_j - U_R}{h} \right) A_j U_j, \quad (48)$$

kde P_z^* je třecí výkon pro ložisko typu RFRB, U_R je obvodová rychlost otáčení ložiska.

Následující rovnice (49) vyjadřuje, že snížení třecího výkonu je úměrné poměru otáčení kroužku vzhledem k hřídeli turbodmychadla. Relativní snížení třecího výkonu vychází z rovnic (47) a (48) [5]

$$\frac{\Delta P_z}{P_z} = \frac{P_z - P_z^*}{P_z} = 1 - \frac{P_z^*}{P_z} = \frac{U_R}{U_j} \approx \frac{\Omega_R}{\Omega} \equiv RSR, \quad (49)$$

kde Ω je úhlová rychlost čepu, Ω_R je úhlová rychlost otáčení ložiska.

Třecí moment působící na kluzný kroužek se vypočítá z Reynoldsovy rovnice [5]

$$M_z = R \int_A \tau dA = R \int_A \eta \frac{\partial U}{\partial h} dA = \frac{2\pi\eta R^3 L \Omega}{c}, \quad (50)$$

kde M_z je třecí moment.

Moment působící na vnitřní stranu kroužku u ložiska typu RFRB se spočítá [5]

$$M_i = \frac{2\pi\eta_i R_i^3 L_i (\Omega - \Omega_R)}{c_1}, \quad (51)$$

kde M_i je třecí moment působící na vnitřní stranu kroužku, c_1 je ložisková vůle mezi čepem a ložiskem, η_i je dynamická viskozita vnitřního olejového filmu, L_i je vnitřní šířka ložiska, R_i je vnitřní poloměr kroužku (*viz Obr. 29*).

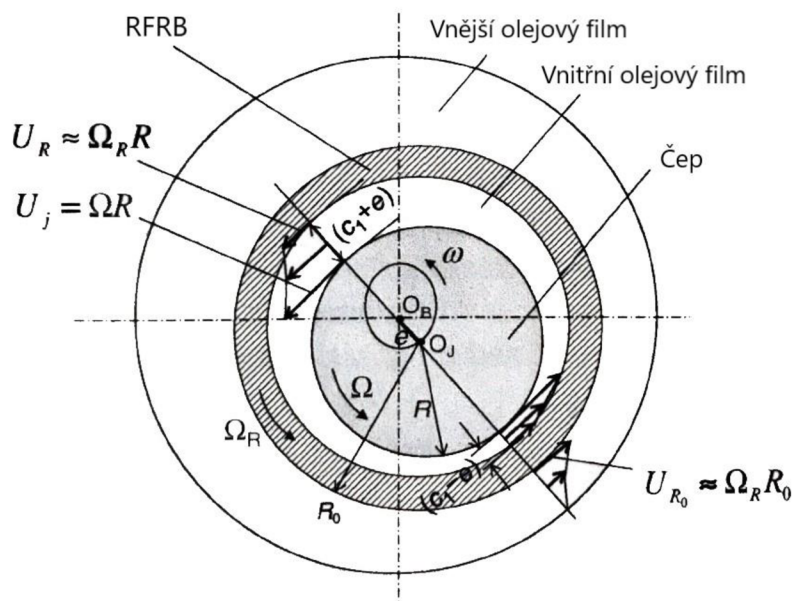
Moment působící na vnější stranu kroužku u ložiska typu RFRB se spočítá [5]

$$M_o = -\frac{2\pi\eta_o R_o^3 L_o \Omega_R}{c_2}, \quad (52)$$

kde M_o je třecí moment působící na vnější stranu kroužku, c_2 je ložisková vůle mezi ložiskem a skříní, η_o je dynamická viskozita vnějšího olejového filmu, L_o je vnější šířka ložiska, R_o je vnější poloměr kroužku.

Výsledný třecí momentu lze napsat [5]

$$\sum M_z = M_i + M_o. \quad (53)$$



Obr. 29 Rychlosti proudění v olejovém filmu [5].

AXIÁLNÍ LOŽISKO

Třecí výkon generovaný v axiálním ložisku, pak lze získat integrací smykového napětí přes plochu ložiska

$$F = \int_0^L \int_0^B \tau dx dy, \quad (54)$$

kde B je délka ložiska.

Po úpravách lze vztah pro třecí sílu v axiálním ložisku zapsat následovně [13]

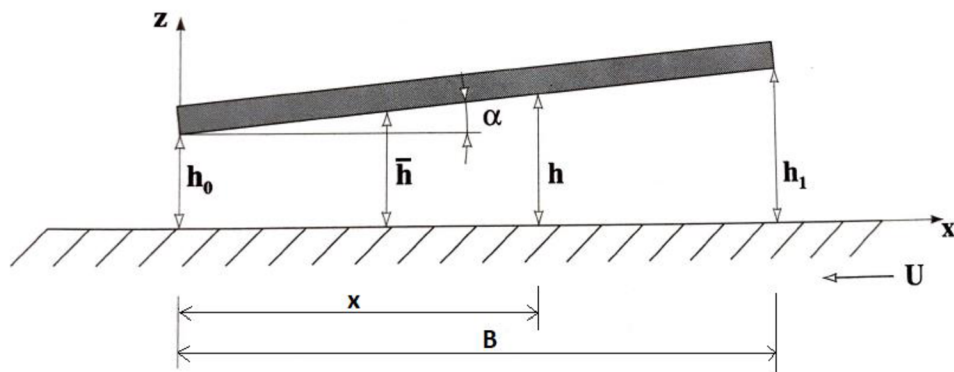
$$F = \frac{U\eta BLz}{h_0} \left(\frac{6}{K+2} - \frac{4\ln(K+1)}{K} \right), \quad (55)$$

kde K je tzv. konvergenční poměr, z je počet elementů, B je délka elementu, L je šířka elementu, h_0 je tloušťka olejového filmu na začátku šikmé plochy, tedy tloušťka na začátku šikmé plochy (viz Obr. 30).

Konvergenční poměr lze dopočítat následovně [13]

$$K = \frac{h_1 - h_0}{h_0}, \quad (56)$$

kde h_1 je tloušťka olejového filmu na konci šikmé plochy, tedy tloušťka na konci šikmé plochy.



Obr. 30 Geometrie axiálního ložiska [13].

6.1.2 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ

Experimentálně lze stanovit mechanické ztráty na turbodmychadle například přímo měřením třecího momentu, měřením oteplení mazací vrstvy, nebo měřením entalpie plynu.

OTEPLENÍ MAZACÍ VRSTVY

Má-li být měření mechanických ztrát provedeno například na reálném turbodmychadle, přímo na motoru, tak připadá v úvahu stanovení mechanických ztrát pomocí druhého zmíněného způsobu, tedy měřením oteplení oleje proudícího přes ložiskový systém turbodmychadla. Kromě oteplení oleje se zde musí měřit také objemový průtok oleje. Pro stanovení mechanických ztrát je také potřebná znalost vlastností oleje, jako je hustota a měrná tepelná kapacita. Toto měření, je ale poměrně nepřesné, jelikož teplota oleje je ovlivněna horkými výfukovými plyny procházejícími přes turbodmychadlo.

O něco přesnější měření bychom dostali, pokud by měření proběhlo na zkušebním stavu, zde by ale roztáčení rotoru muselo být zajištěno například elektromotorem nebo stlačeným vzduchem. Z hlediska přesnosti je ideálnější roztáčení pomocí elektromotoru, jelikož rotor může být nahrazen soustavou bez kompresorového a turbínového kola. Pokud totiž zůstanou tyto kola na hřídeli, vznikají zde ztráty vířením vzduchu, což se projeví na celkovém výsledku. Avšak použijeme-li k roztáčení rotoru elektromotor, jsme zde většinou limitováni maximálními otáčkami elektromotorů, tyto limity budou silně spojeny s cenovou relací. Použijeme-li cenově dostupnější elektromotor, který nebude svým limitem odpovídat reálnému provozování turbodmychadel, bude nutné pro zjištění závislosti i ve vyšších otáčkách data extrapolovat. Při roztáčení rotoru vzduchem nejsme otáčkami omezeni a měření můžeme provést v celém pracovním rozsahu. Při variantě roztáčení rotoru pomocí elektromotoru je potřebné, aby v měřicím řetězci byl i akční člen, který bude vytvářet silové působení na axiální ložisko, čímž bude simulováno reálné, axiální zatížení ložiska v provozu. Dále zde musí být člen, který bude vytvářet axiální sílu měřit. Pak je možné stanovit různé závislosti pro různé otáčky a zatížení axiálního ložiska.

Mechanické ztráty v ložiskovém systému turbodmychadla se přemění v tepelnou energii a projeví se oteplením olejové mazací vrstvy. Budeme-li znát hmotnostní průtok oleje turbodmychadlem, ztrátový výkon, nebo ztrátový moment a vlastnosti oleje, jsme schopni

stanovit oteplení olejové vrstvy. Nebo naopak z oteplení olejové vrstvy můžeme dopočítat ztrátový výkon.

Vztah pro sdílení tepla prouděním [22]

$$Q = mc_t \Delta T, \quad (57)$$

kde Q je teplo, c_t je měrná tepelná kapacita, ΔT je přírůstek teploty, m je hmotnost.

Vztah mezi ztrátovým výkonem a sdíleným teplem lze vyjádřit [22]

$$P_z = \frac{Q}{\Delta t} \rightarrow P_z = \frac{mc_t \Delta T}{\Delta t}, \quad (58)$$

kde Δt je přírůstek času.

Potom teplota oleje vystupující z turbodmyhadla bude [22]

$$T_{out} = T_{in} + \frac{P_z}{\dot{m}c_t}, \quad (59)$$

kde T_{out} je teplota výstupní, T_{in} je teplota vstupní.

MĚŘENÍ ZTRÁTOVÉHO MOMENTU

Dalším způsobem experimentálního stanovení mechanických ztrát, je tedy přímé měření třecího momentu pomocí snímače točivého momentu. Při tomto měření je potřebné pro stanovení mechanických ztrát také měření otáček rotoru. Toto měření lze provést opět s oběma variantami roztáčení rotoru, tedy stlačeným vzduchem nebo elektromotorem, přičemž výhody a nevýhody jednotlivých způsobů zůstávají stejné. Například v letech 2002 a 2004 provedli Podevin a kol. [24], [25] experimenty při nízkých rychlostech. Ukázalo se, že měření při nízkých rychlostech je velmi obtížné, a že mechanická účinnost je silně spojena s provozními parametry, jako jsou rychlost otáčení, vstupní teplota oleje a vstupní tlak.

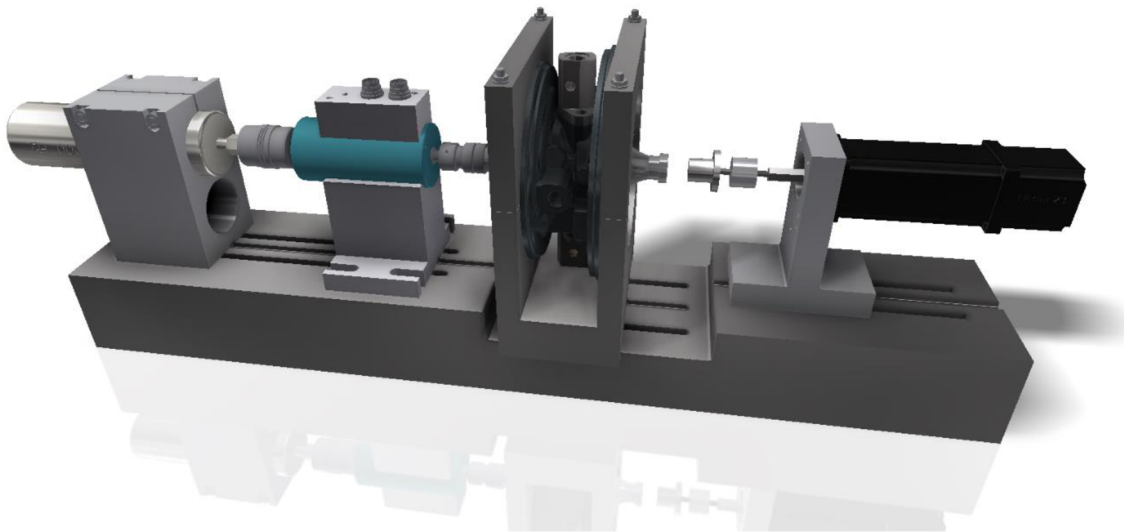
V roce 2011 pak provedli měření mechanických ztrát turbodmyhadla pánové Deligant, Podevin a Descombes [26]. Výsledky měření byly zveřejněny v odborném článku s názvem „Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses“ Měřicí stolice byla postavena s cílem měření mechanických ztrát v nízkých rychlostech otáčení, tak aby bylo možné generovat mapy pro turbínu a kompresor. V tomto měření byla použita metoda přímého měření třecího momentu a rotor byl roztáčen tlakovým vzduchem, v měřícím řetězci byl umístěn i člen vyvolávající axiální zatížení. V tomto experimentu byla implementována speciální metodika pro identifikaci ztrát třením způsobených pouze radiálními ložisky, bylo zde tedy možné prokázat, že se z větší části na celkových mechanických ztrátách nejvíce podílí axiální ložisko.

7 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Na základně provedené rešerše, stanovení mechanických ztrát v kapitole 6.1, ve které byly zmíněny výhody a nevýhody jednotlivých způsobů, byl zvolen následující způsob stanovení mechanických ztrát. Ke stanovení mechanických ztrát byla zvolena metoda experimentální, kdy rotor turbodmyhadla bude roztáčen elektromotorem, axiální zatížení zde bude zajišťovat akční člen, a bude měřeno snímačem síly, aby bylo možné stanovit potřebné závislosti. Přímé měření momentu bude paralelně doprovázeno i měřením oteplení mazací vrstvy a analytickým výpočtem mechanických ztrát, jejichž výsledky budou v závěru porovnány.

Tato práce navazuje na předchozí projekt, v rámci kterého byl proveden návrh a výroba potřebných komponent měřícího stavu. Cílem experimentální části práce tedy bude sestavení měřícího stavu, zapojení potřebných akčních členů a snímačů, tak aby bylo možné sbírat potřebná data k vyhodnocení mechanických ztrát.

Stav je osazen středovou skříní turbodmyhadla Garrett GT35, které patří spíše k těm větším. Používá se pro motory o objemech 2 až 4,5 litru a pro výkony motorů (160 – 350) kW. Turbodmyhadlo je z výroby osazeno snímačem otáček, ten byl využit i při experimentu. Na Obr. 31 je možné vidět 3D model navrženého zkušebního stavu.



Obr. 31 3D model měřícího stavu.

7.1 ZAŘÍZENÍ POUŽITÉ V RÁMCI EXPERIMENTU

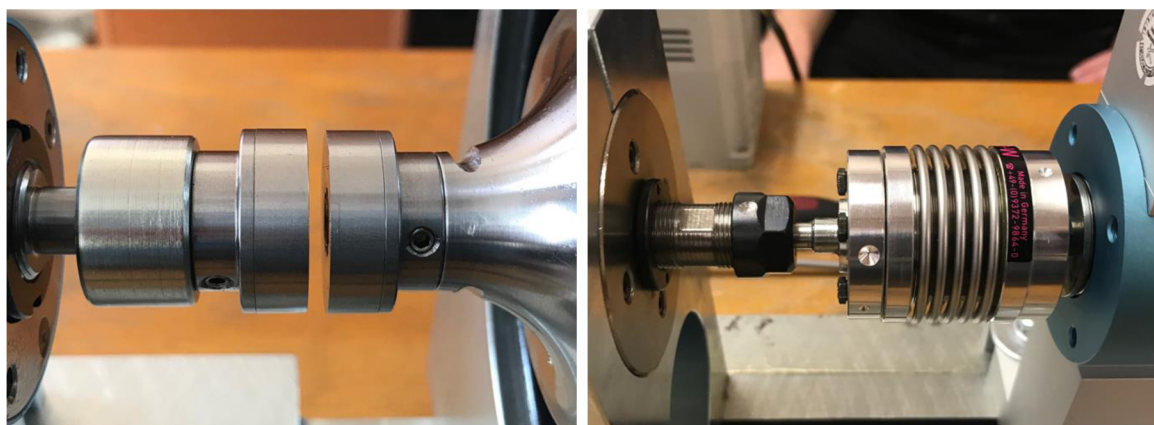
7.1.1 SNÍMAČ TOČIVÉHO MOMENTU/OTÁČEK KISTLER

Pro přímé měření točivého momentu byl použit snímač točivého momentu a otáček Kistler 4503B. Z těchto veličin je tedy možné dopočítat ztrátový výkon. Snímač má rozsah měření točivého momentu 5 N·m, a to v obou směrech rotace. Maximální otáčky jsou 50 000 min⁻¹. Snímač vyžaduje napájení 24 V DC. Přesnost měření je 0,005 N·m. Nelinearita a relativní směrodatná odchylka opakovatelnosti je menší než 0,1 %. Snímač je zobrazen na Obr. 32.



Obr. 32 Kombinovaný snímač točivého momentu a otáček.

Tento snímač musí být vybaven na obou koncích spojkami, které umožňují kompenzaci případné nesouososti snímače vůči ose rotace, jelikož je na ni snímač velice citlivý. Elektromotor je proto ke snímači připevněn přes pružnou spojku. Na druhé straně je snímač osazen magnetickou spojkou, které zároveň umožňuje vystředění rotoru turbodmychadla. Obě spojky je možné vidět na Obr. 33.



Obr. 33 Kompenzační spojky na snímači točivého momentu. Vlevo magnetická spojka, vpravo pružná spojka.

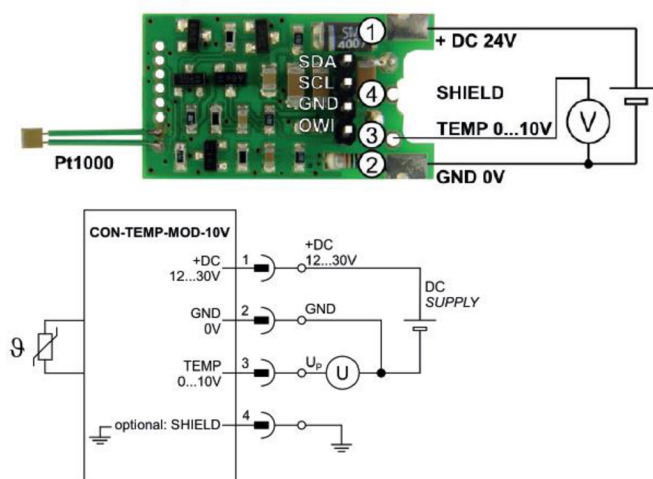
7.1.2 KOMBINOVANÉ SNÍMAČE TEPLOTY/TLAKU VARIOHM

Jak již bylo zmíněno, přímé měření točivého momentu bude porovnáváno s metodou stanovení ztrát, pomocí oteplení mazací vrstvy. Snímače byly použity kombinované a jsou schopny měřit krom teploty i tlak, což je také velice důležitý parametr, s kterým se mechanické ztráty mění. Snímače jsou od společnosti Variohm s označením EPTTE 1400. Rozsah měření tlaku je (0 – 0,16) MPa, teploty (-50 – 150) °C. Tyto snímače vyžadují napájení 5 V DC. Snímač teploty je termočlánek typu PT 1000 a tedy je stabilnější a vykazuje lepší linearitu. Pro měření byly použity tři tyto snímače a to na vstupu do turbodmychadla, na výstupu z turbodmychadla a na výstupu z olejové vany. Přesnost snímače je pro obě veličiny 0,8 % a nelinearita méně než 1 %. Snímač je možné vidět na Obr. 34.



Obr. 34 Kombinovaný snímač teploty a tlaku VARIOHM EPTTE 1400.

Tyto snímače jsou bez převodníku pro měření teploty, a proto bylo nutné zakoupit a zapojit příslušné převodníky. Převodníky jsou od společnosti B+B Thermo-Technik, výstup je napěťový do 10 V DC. Převodníky obsahují vnitřní čtyř-vodičové zapojení, pro potlačení vlivu odporu přívodu. Rozsah měření je (0 – 160) °C. Převodníky potřebují napájení 24 V DC. Převodník společně se schématem zapojení je možné vidět na Obr. 35.



Obr. 35 Modul pro připojení termočládku PT 1000.

7.1.3 ZATÍŽENÍ AXIÁLNÍHO LOŽISKA

Jak již bylo zmíněno, rotor je poháněn elektromotorem, a proto zde není reálné zatížení způsobené rozdílnými tlaky a hmotnostním tokem na straně turbínového a kompresorového kola. Axiální zatížení rotoru zachytává axiální ložisko, které podle provedené rešerše má zásadní vliv na celkové mechanické ztráty v turbodmychadle. Proto je zde nutné axiální zatížení rotoru nahradit. K tomuto účelu je zde použit magnet.

NEODYMOVÝ MAGNET

Zde je využito závislosti působící síly na vzduchové mezeře. To umožňuje plynule měnit axiální zatížení. Na konci kompresorového kola je pak umístěn nákrůžek z feromagnetického materiálu, tak aby se zvýšila síla působící od magnetu na rotor. Původně

zde byl použit obyčejný magnet, který ovšem dokázal vyvinout maximální sílu 40 N, což je velice málo, proto byl tento magnet nahrazen neodymový magnetem s přídržnou silou až 290 N, který dokáže vyvolat axiální sílu v bezpečné vzdálenosti od rotoru až 125 N, což je již pro tuto aplikaci dostačující.

KROKOVÝ MOTOR NEMA 23

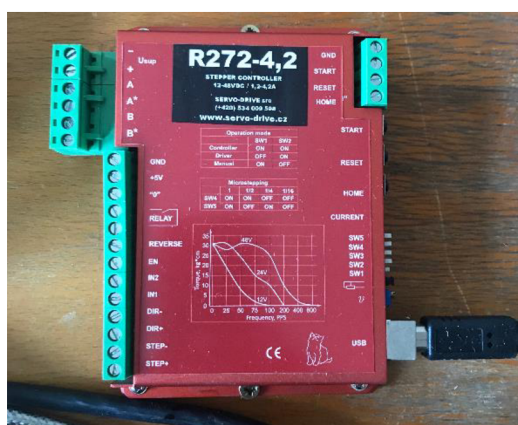
Pro možnost plynulé a přesné regulace axiálního zatížení byl použit krokový motor v kombinaci s kuličkovým šroubem, který mění rotačního pohybu na posuvný. Sestavu krokového motorku a převodníku pohybu je možné vidět na *Obr. 36*.



Obr. 36 Sestava krokového motorku a převodníku pohybu.

KONTROLER R272

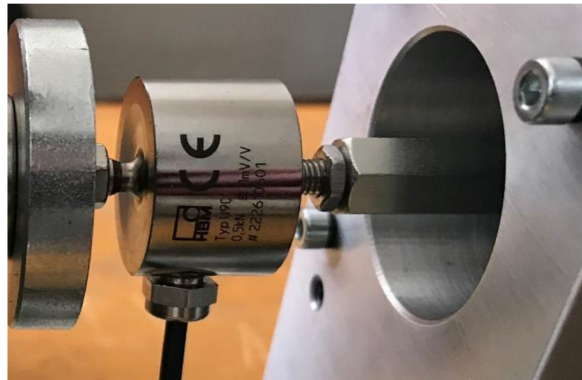
Pro řízení krokového motoru je použit Kontroler R272. Tento kontroler má možnost jednak on-line ovládnání, ale také je možné kontroler naprogramovat, a tedy může fungovat bez připojení k PC. Možnost propojení s PC je prostřednictvím USB portu. Kontroler vyžaduje napájení 24 V DC. Kontroler je vyobrazen na *Obr. 37*.



Obr. 37 Kontroler R272 - 4.2.

7.1.4 SILOMĚR HBM U9C

Ke snímání axiální síly vyvozené magnetem byl použit siloměr HBM U9C. Snímač měří sílu do 500 N a to v obou směrech, tedy tah/tlak a pracuje na principu tenzometrického můstku. Chyba opakovatelnosti a nelinearita není větší než 0,2 %. Snímač je zobrazen na *Obr. 38*.



Obr. 38 Siloměr HBM U9C.

7.1.5 ZESILOVAČ HBM CLIPX

Ke snímání síly je nutné zapojit zesilovač, ten je také od společnosti HBM. Tento zesilovač je třeba spojit ethernetovým kabelem s počítačem, kde jej lze nastavit, případně zapnout požadovanou funkci. Přes příslušný software lze přímo sledovat měřené hodnoty, nebo lze aktivovat analogový výstup a data sbírat měřicí kartou. Zesilovač vyžaduje napájení 24 V DC. Nelinearita je 0,05 %. Zesilovač je zachycen na *Obr. 39*.



Obr. 39 Zesilovač HBM Clipx.

7.1.6 PRŮTOKOMĚR SKF

Pro stanovení ztrátového výkonu z oteplení mazací vrstvy je také velice důležitý parametr průtok maziva ložiskovým systémem. Pro sledování tohoto parametru je zde použit dvoukanálový průtokoměr značky SKF, ten je vyobrazen na *Obr. 40*. Průtokoměr také umožňuje sledování teploty protékajícího média, a je možné zde měnit tlakově průtokovou charakteristiku.



Obr. 40 Průtokoměr SKF.

7.1.7 OLEJOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ

Tak jako v reálném provozu je zapotřebí, aby systém turbodmychadla obsahoval plnohodnotné olejové hospodářství. To zajišťuje dostatečný přísun maziva s potřebnými parametry a to tlaku, teplotě, a průtoku. Toto hospodářství se skládá z vedení, které dopravuje olej do a z turbodmychadla, olejové vany, která obsahuje dostatečné množství oleje, olejového filtru, který zajišťuje čistotu oleje, a tím zabráňuje poškození ložiskového systému, olejového čerpadla a výměníku tepla. Kompletní sestava olejového hospodářství je zachycena na Obr. 41.



Obr. 41 Olejové hospodářství. Vlevo olejová vana a filtr, vpravo olejové čerpadlo s výměníkem tepla.

OLEJOVÁ VANA S OHŘÍVAČEM A FILTREM

Olejová vana představuje zásobník, odkud je olej odebírán, a do kterého je zpětným vedením opět přiváděn. Olejová vana tedy musí mít dostatečný objem, tak aby při každém provozním stavu bylo možné zajistit požadavky na průtok oleje ložiskovým systémem. Na

vstupu do olejové vany je umístěn olejový filtr, doporučený výrobcem daného turbodmychadla. Ten zajišťuje potřebnou čistotu oleje a brání tak nadměrnému opotřebenému ložiskového systému, ale také ostatním částem olejového hospodářství. V samotné olejové vaně je integrována ohřívací spirála. Tímto ohřívačem je možné nastavit teplotu oleje, a tím simulovat různé reálné podmínky, které nastávají v reálném provozu turbodmychadla.

OLEJOVÉ ČERPADLO S CHLADIČEM SKF

Pro dopravení potřebného množství oleje do ložiskového systému je zde umístěno olejové čerpadlo od společnosti SKF. Čerpadlo je poháněné elektromotorem a následuje za olejovou vanou. Součástí čerpadlové jednotky je i výměník tepla, který umožňuje olej ochladit. Také je zde možnost nucené konvekce, kterou zajišťuje ventilátor.

7.1.8 SNÍMAČ OTÁČEK JAQUET

Tak aby bylo možné vyhodnotit ztrátový výkon, je důležitá znalost otáček rotoru turbodmychadla. Snímač otáček je již vestavěný i ve snímači točivého momentu, avšak aby bylo možné sledovat, zda v magnetické spojce mezi snímačem točivého momentu a rotorem nedochází k prokluzu, je potřebné sledovat otáčky i přímo na turbodmychadle. K tomu byl využit snímač otáček od společnosti Jaquet, který je do středové skříně turbodmychadla montován již od výrobce turbodmychadla viz *Obr. 42*. Výrobce zde tento snímač montuje z důvodů možnosti přesnější regulace turbodmychadla. Jedná se o indukční snímač s rozsahem snímání do $400\,000\text{ min}^{-1}$. Snímač má přesnost měření $0,5\%$.



Obr. 42 Indukční snímač otáček JAQUET.

7.1.9 LABORATORNÍ ZDROJ NAPĚTÍ

Pro napájení potřebných zařízení byl použit stabilní laboratorní zdroj napětí Matrix MPS-3005L-3 viz *Obr. 43*. Jedná se o dvoukanálový zdroj, jelikož některé zařízení vyžadovaly napětí 24 V stejnosměrného napětí a některé 5 V stejnosměrného napětí.



Obr. 43 Laboratorní tři kanálový zdroj.

7.1.10 ELEKTROMOTOR – CHLAZENÝ

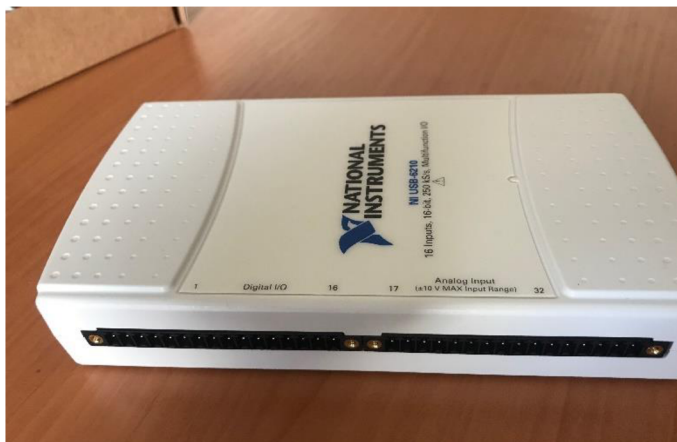
Jak již bylo zmíněno k roztáčení rotoru turbodmychadla byl použit elektromotor. Tento motor je vysokootáčkový, určený pro aplikace v CNC zařízeních. Maximální výkon elektromotoru jsou 1,2 kW a maximální otáčky jsou $60\,000\text{ min}^{-1}$. Jelikož při provozu elektromotoru dochází k výraznému zahřívání, má motor chlazený plášť. Elektromotor je vyobrazen na Obr. 44.



Obr. 44 Elektromotor s chlazeným pláštěm.

7.1.11 MĚŘICÍ KARTA NI 6210 USB

Ke sběru a převedení signálů z analogového na digitální byla použita měřicí kartu NI 6210 od společnosti National Instruments s USB rozhraním pro připojení k PC. Měřicí karta má 8 analogových vstupů pro diferenční měření nebo 16 pro měření na společnou kostru s měřicím rozsahem ± 10 V DC, 4 digitální vstupy, 4 digitální výstupy, možnost napájení napětím 5 V DC s maximálním odběrem do 50 mA. Rozlišení měřicí karty je 16 bit a vzorkovací frekvenci 250 kS/s. Absolutní přesnost karty je vypočtena v kapitole 7.8 1. Karta je vyobrazena na *Obr. 45*.



Obr. 45 Měřicí karta NI USB 6210.

7.1.12 NAHRAZENÁ ROTOROVÁ SOUSTAVA

Rotor turbodmychadla je roztáčen elektromotorem, můžou tedy být odstraněny lopatky na turbínovém a kompresorovém kole. Tím se odstranil negativní vliv vzniklý vířením vzduchu. Rotor, a obě kola byly nahrazeny novým dílem. Tento nový rotor musel být vyvážen, tak aby bylo možné turbodmychadlo provozovat při vysokých otáčkách bez větších vibrací. Nově vyrobený a vyvážený rotor je možné vidět na *Obr. 46*.



Obr. 46 Náhrada původního rotoru.

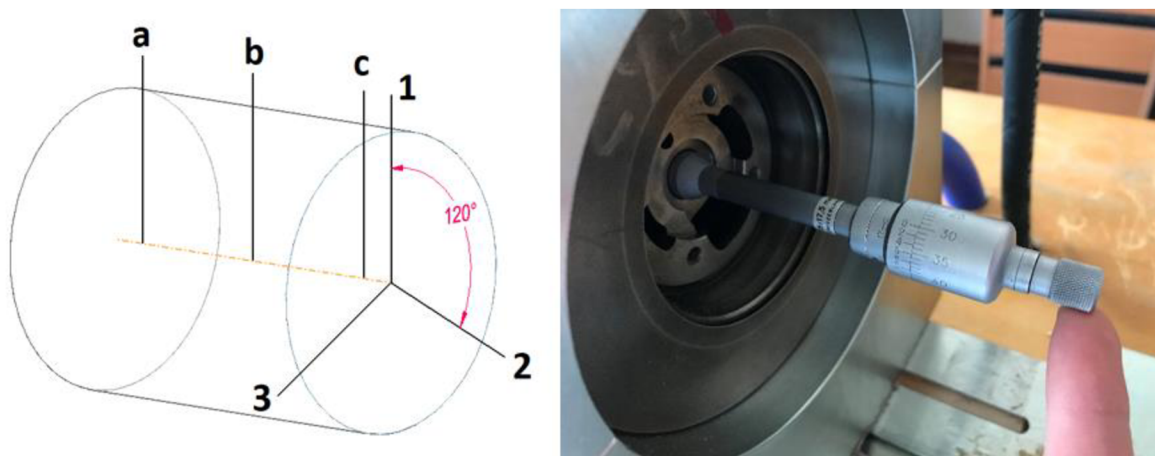
7.2 ZÍSKÁNÍ DAT PRO ANALYTICKÝ VÝPOČET MECHANICKÝCH ZTRÁT

Před samotným sestavením měřicího stavu bylo potřeba provést měření ložiskového systému. Výsledky měření poslouží k analytickému výpočtu mechanických ztrát. K měření byly použity kalibrované měřidla, zapůjčené z ústavu konstruování. Byl použit dutinoměr, mikrometr a posuvné měřítko. Měření probíhalo se zásadami technického měření. Odchyly od teoretických rozměrů z modelu lze přisuzovat faktu, že rotor není původní od výrobce turbodmychadla, ale byl nahrazen a vyroben jiným výrobcem. O to důležitější toto měření je, chceme-li se přiblížit analytickým výpočtem přímo měřenému ztrátovému výkonu.

V rámci všech měření proběhl výpočet relativních dílčích odchylek, maximálních odchylek a výběrových směrodatných odchylek od střední hodnoty. Vzhledem k tomu, že se jedná o dílčí úlohu v rámci této práce, není výpočet těchto parametrů přiložen u všech měření. Pro názornost je výpočet těchto odchylek vložen pouze u měření axiálního ložiska, a to pouze u rozměru - tloušťka axiálního ložiska.

MĚŘENÍ RADIÁLNÍCH LOŽISEK

Měření čepů na rotoru bylo provedeno na třech místech po obvodu, po 120° a to třikrát po délce čepu. Celkem tedy bylo provedeno na devíti místech a to na každém čepu. Místa měření jsou vyobrazeny v Obr. 47. Výsledná hodnota je aritmetický průměr z těchto hodnot. Naměřené hodnoty jsou v Tab. 2.



Obr. 47 Ukázka měření radiálních ložisek rotoru. Vlevo schéma měřených bodů.

Tab. 2 Výsledky měření čepů radiálních ložisek.

Čep kompresoru [mm]					Čep turbíny [mm]				
Měřené místo	1	2	3	Střední hodnota	Měřené místo	1	2	3	Střední hodnota
a	10,157	10,156	10,157	10,157	a	10,169	10,17	10,169	10,169
b	10,155	10,157	10,159	10,157	b	10,165	10,165	10,165	10,165
c	10,153	10,15	10,159	10,154	c	10,161	10,162	10,163	10,162
				10,156					10,165

Obdobným způsobem proběhlo měření rozměrů radiálních kroužků. Zde bylo potřebné provést měření, jak vnějšího, tak vnitřního rozměru kroužku, tak aby bylo možné dopočítat vůle ve vnitřní a vnější mazací vrstvě. Měření proběhlo na stejných měřicích místech jako v předchozím případě s jedním rozdílem, že měření vnitřních rozměrů bylo provedeno pouze na dvou místech po délce kroužku. Výsledky měření jsou v tabulkách 3 a 4.

Tab. 3 Výsledky měření vnitřních rozměrů kroužků radiálních ložisek.

Vnitřní rozměr kroužku kompresoru [mm]					Vnitřní rozměr kroužku turbíny [mm]				
Měřené místo	1	2	3	Střední hodnota	Měřené místo	1	2	3	Střední hodnota
a	10,181	10,181	10,181	10,181	a	10,181	10,181	10,181	10,181
c	10,181	10,181	10,181	10,181	c	10,181	10,181	10,181	10,181
				10,181					10,181

Tab. 4 Výsledky měření vnějších rozměrů kroužků radiálních ložisek.

Vnější rozměr kroužku kompresoru [mm]					Vnější rozměr kroužku turbíny [mm]				
Měřené místo	1	2	3	Střední hodnota	Měřené místo	1	2	3	Střední hodnota
a	15,715	15,715	15,715	15,715	a	15,715	15,715	15,715	15,715
b	15,717	15,717	15,718	15,717	b	15,715	15,715	15,715	15,715
c	15,715	15,715	15,715	15,715	c	15,715	15,715	15,715	15,715
				15,715					15,715

Pro stanovení vnější vůle ložiska bylo také potřebné změřit díru pro uložení kroužků ve skříni turbodmychadla. Toto měření proběhlo opět již zmiňovaným způsobem, a tedy dle schématu na Obr. 48. Výsledky měření jsou v Tab. 5.

Tab. 5 Výsledky měření děr pro uložení kroužků radiálních ložisek.

Díra pro uložení kroužku u kompresoru [mm]				Díra pro uložení kroužku u turbíny [mm]			
Měřené místo	1	2	Střední hodnota	Měřené místo	1	2	Střední hodnota
a	15,802	15,801	15,8015	a	15,802	15,803	15,8
b	15,801	15,802	15,8015	b	15,801	15,802	15,8
c	15,801	15,801	15,801	c	15,802	15,802	15,8
			15,8013				15,8

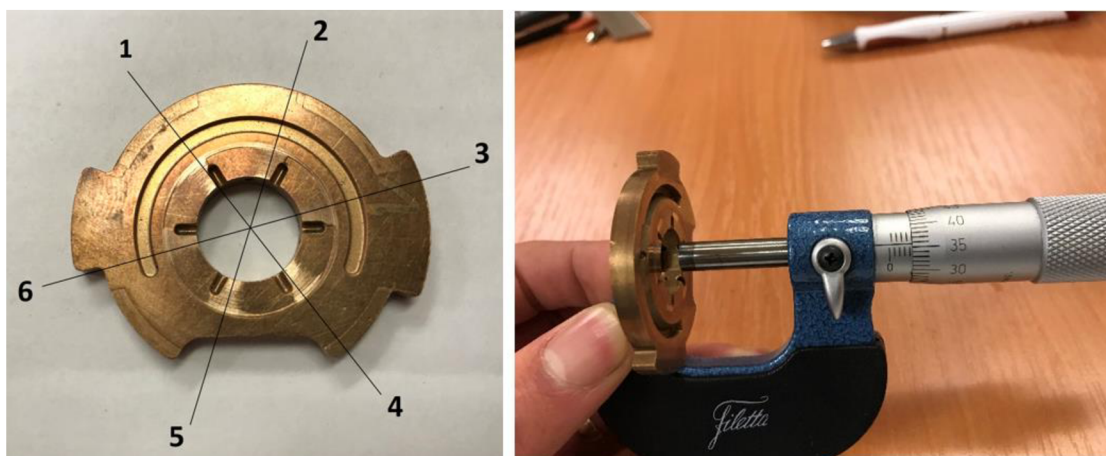
Po získání všech potřebných rozměrů bylo možné dopočítat samotné vůle ve vnitřní a vnější mazací vrstvě. Výsledky jsou prezentovány v Tab. 6.

Tab. 6 Výsledky vypočtených vůlí radiálních ložisek.

	Kompresor	Turbína	Vůle dle modelu [mm]
Vnitřní vůle [mm]	0,012556	0,007778	0,0125
Vnější vůle [mm]	0,042778	0,0435	0,042

MĚŘENÍ AXIÁLNÍHO LOŽISKA

Všechny součásti axiálního ložiska zůstaly původní od výrobce turbodmychadla, lze tedy předpokládat menší odchylky od výkresových rozměrů. Měření proběhlo ve dvou krocích. Jako první byla měřena tloušťka ložiska. Ta byla měřena zvlášť na každém elementu, a to v místě rovné plošky (viz Obr. 48).



Obr. 48 Ukázka měření axiálního ložiska. Vlevo schéma měřených bodů.

Měření na každém elementu proběhlo 5x, z čehož bylo následně možné stanovit nejistotu měření, vyhodnocenou v Tab. 8. Výsledky tohoto měření jsou znázorněny v Tab. 7.

Tab. 7 Výsledky měření tloušťky axiálního ložiska.

Měřené místo	1	2	3	4	5	6
	Tloušťka axiálního ložiska [mm]					
Pokus 1	4,361	4,36	4,36	4,355	4,358	4,358
Pokus 2	4,358	4,359	4,359	4,356	4,361	4,36
Pokus 3	4,359	4,361	4,362	4,354	4,359	4,36
Pokus 4	4,357	4,359	4,361	4,356	4,357	4,358
Pokus 5	4,36	4,361	4,358	4,354	4,36	4,359
Střední hodnota	4,359	4,36	4,36	4,355	4,359	4,359

Z každého naměřeného rozměru pak byla doložena dílčí odchylka od střední hodnoty. Z dílčích odchylek byla stanovena maximální odchylka pro každé měřené místo 1-6. Následně

byla dopočtena i výběrová směrodatná odchylka od střední hodnoty dle vzorce (60) [27]. Výsledky spočtených odchylek v procentech jsou zobrazeny v Tab. 8.

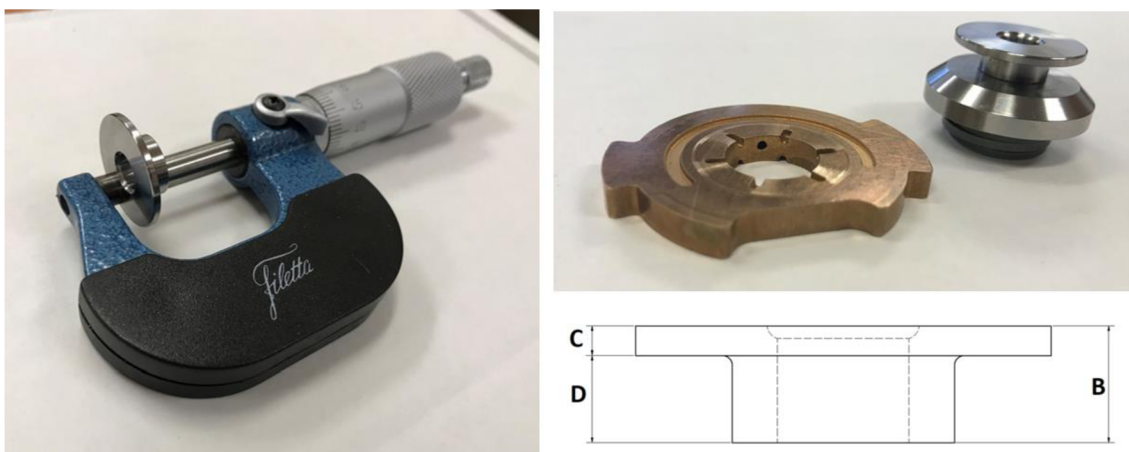
$$\sigma = \frac{\delta}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \Delta x_i^2}{n \cdot (n - 1)}}, \quad (60)$$

kde δ je směrodatná odchylka výběrového souboru, n je počet vzorků, Δx je odchylka od střední hodnoty.

Tab. 8 Vyhodnocení vypočítaných odchylek měření, pro rozměr – tloušťka axiálního ložiska.

		Měřené místo					
		1	2	3	4	5	6
Dílčí odchylky od střední hodnoty [%]	Pokus 1	0,2	0	0	0	-0,1	-0,1
	Pokus 2	-0,1	-0,1	-0,1	0,1	0,2	0,1
	Pokus 3	0	0,1	0,2	-0,1	0	0,1
	Pokus 4	-0,2	-0,1	0,1	0,1	-0,2	-0,1
	Pokus 5	0,1	0,1	-0,2	-0,1	0,1	0
Maximální odchylka od střední hodnoty [%]		0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1
Výběrová směrodatná odchylka od střední hodnoty v procentech [%]		0,016	0,01	0,016	0,01	0,016	0,01

V druhém kroku byla změřena vzdálenost mezi tlačnými kroužky, kde je ložisko umístěno tak, aby bylo možné vypočítat vůli axiálního ložiska. Měřeny byly rozměry B a C , rozměr D byl dopočítán. Měření proběhlo opět na šesti místech po obvodu kroužků (viz Obr. 49).



Obr. 49 Ukázka měření rozměrů tlačných kroužků axiálního ložiska.

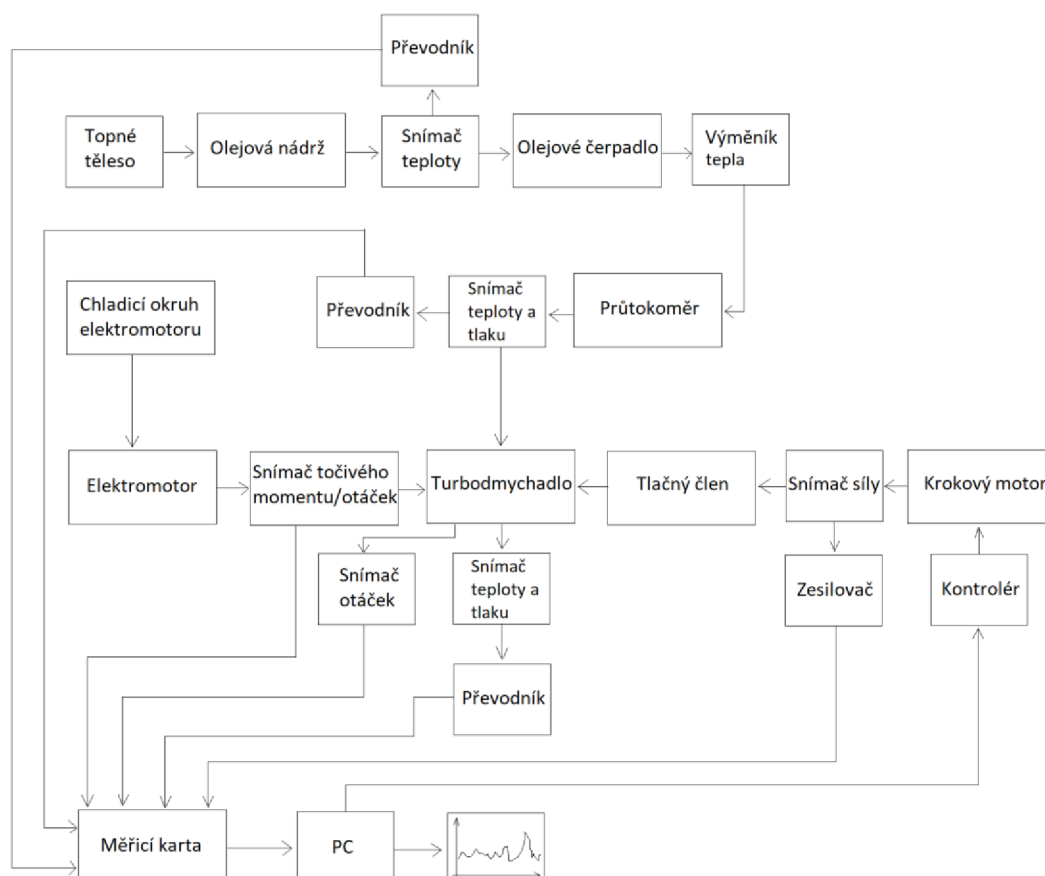
Nyní bylo možné vypočítat požadovanou hodnotu vůle axiálního ložiska. Výsledky měření spolu s vypočítanou vůlí v axiálním ložisku jsou zobrazeny v Tab. 9.

Tab. 9 Výsledky z měření rozměrů axiálního ložiska.

	1	2	3	4	5	6
Tloušťka ložiska [mm]	4,359	4,36	4,36	4,355	4,359	4,359
Střední hodnota	4,358					
Rozměr - B [mm]	5,938	5,939	5,938	5,945	5,939	5,939
Střední hodnota	5,939					
Rozměr - C [mm]	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51
Střední hodnota	1,51					
Mezera mezi tlačnými kroužky - D [mm]	4,429					
Vůle axiálního ložiska [mm]	0,071					

7.3 SESTAVENÍ A ZAPOJENÍ MĚŘICÍHO STAVU

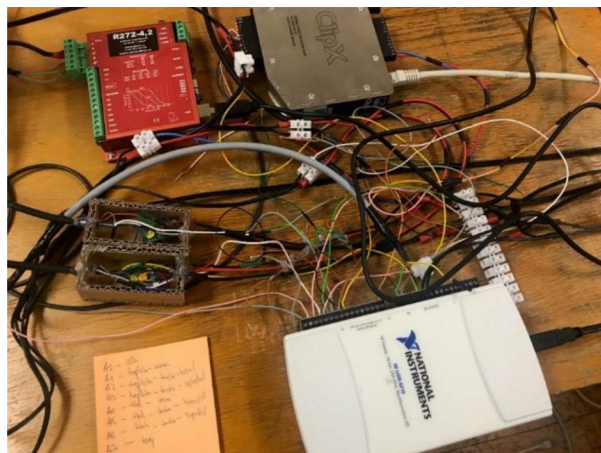
Před samotným sestavením měřicího stavu bylo potřebné vytvořit blokový diagram celého měřicího řetězce. Vytvořené blokové schéma je vyobrazeno na Obr. 50.



Obr. 50 Blokové schéma měřicího řetězce.

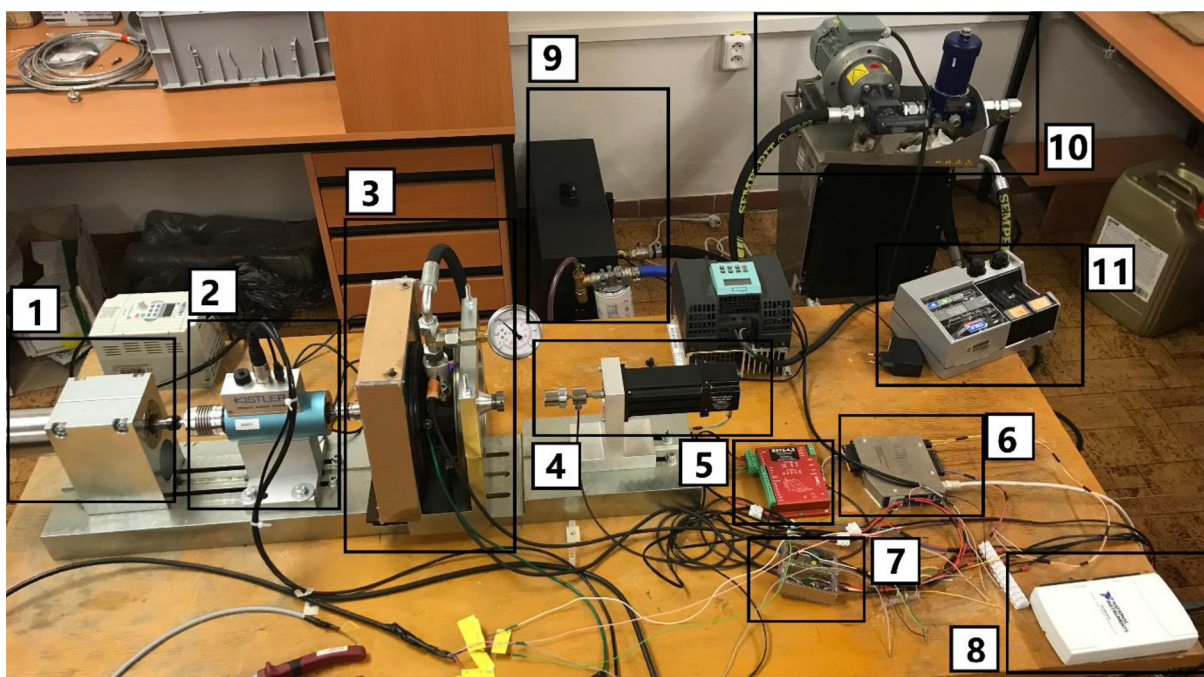
Po vytvoření blokového schéma, bylo možné vytvořit schéma elektrického zapojení celého řetězce. Na základě elektrického schéma zapojení již bylo možné samotné zapojení

provést. Zapojení jsem vzhledem k ceně použitých zařízení, vždy konzultoval s technickou podporou výrobce pro dané zařízení. Na *Obr. 51*. je možné vidět práce na zapojení.



Obr. 51 Příprava potřebné elektroinstalace.

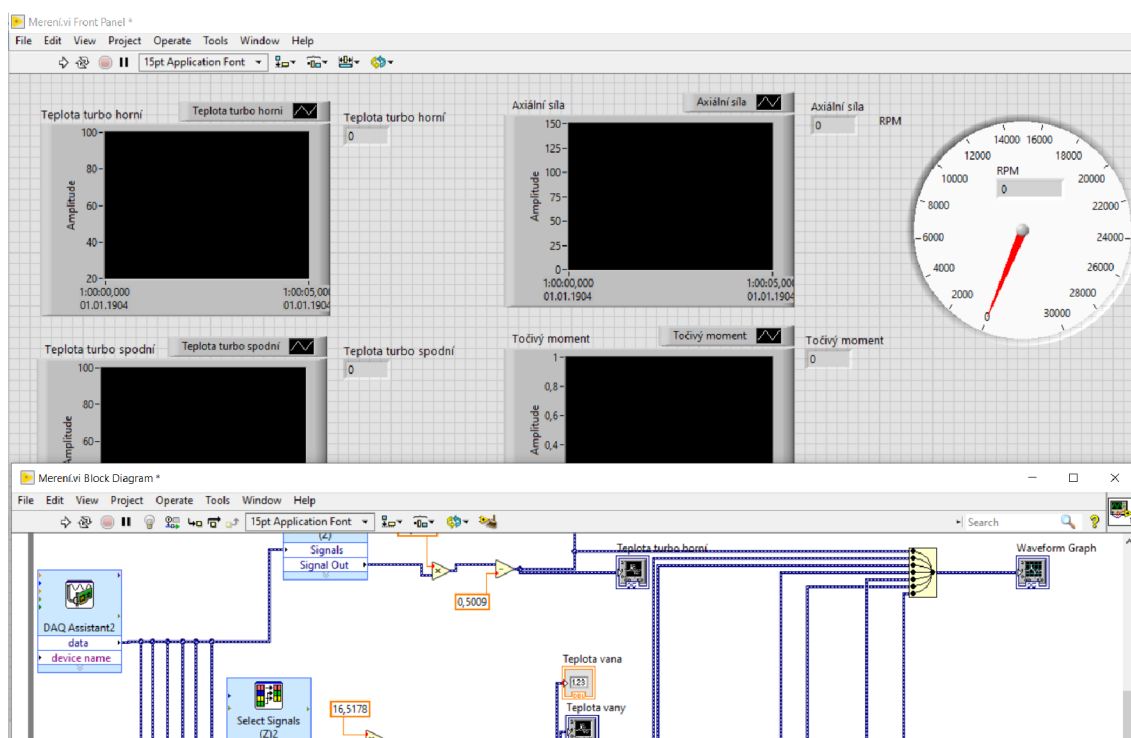
Po zapojení snímačů a celé elektroinstalace mohla proběhnout kalibrace některých snímačů. Kalibraci snímačů se věnuje následující kapitola 7.5. Po kalibraci mohly být snímače namontovány do své polohy v rámci měřicího stavu, a mohlo tak dojít k finálnímu sestavení celého řetězce. Konečnou podobu měřicího stavu je možné vidět na *Obr. 52*.



Obr. 52 Popis zkušebního stavu. 1 - elektromotor, 2 - snímač momentu se spojkami, 3 - skříň turbodmyhadla se snímačem otáček a dvěma kombinovanými snímači teploty a tlaku, 4 - akční člen vyvozující axiální zatížení se snímačem síly, 5 - kontroler pro ovládání akčního členu, 6 - zesilovač pro snímač síly, 7 - moduly pro snímače teploty, 8 - měřicí karta, 9 - olejová vana s olejovým filtrem a ohřivačem, 10 - olejové čerpadlo, 11 - průtokoměr SKF.

7.4 ZPRACOVÁNÍ DAT

Pro možnost on-line sledování měřených hodnot byla vytvořena aplikace v softwaru LabVIEW [28]. Při měření byla data ukládána přes software NI DAQ EXPRESS [29] odkud byla data dále exportována do Matlabu [30], kde byly zpracovány do konečné podoby. V Matlabu bylo provedeno vyhodnocení a byly zde vytvořeny jednotlivé závislosti. Na Obr. 53 je pak možné vidět blokový panel aplikace v prostředí LabVIEW.

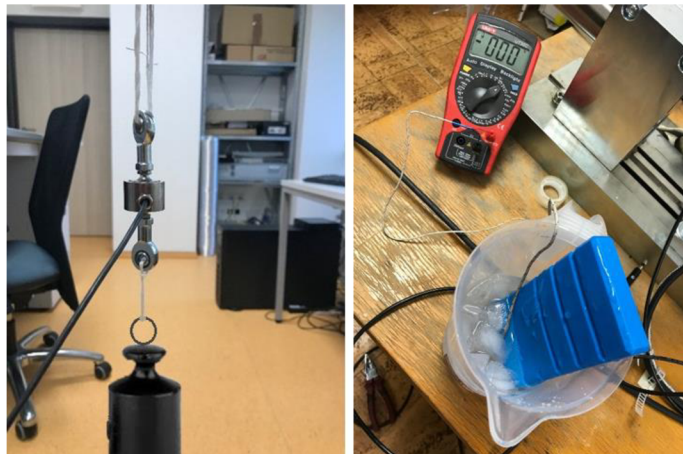


Obr. 53 Ukázka aplikace v prostředí softwaru LabVIEW.

7.5 KALIBRACE SNÍMAČŮ

Po zapojení snímačů bylo potřebné provést kalibraci, z čehož jsem dostal kalibrační rovnice, které byly použity v LabVIEW k přepočtu elektrických veličin na fyzikální. Zde můžete vidět příklad kalibrace snímače síly a snímačů teploty. Kalibrace každého snímače probíhala v pěti opakování pro každý bod. Body byly následně vyneseny do grafu, kde byla provedena lineární regrese. Na základě toho bylo poté možné spočítat i kombinovanou chybu měření. Všechny mnou použité snímače jsou lineární, dle výrobce s nelinearitou do 1 % a přesností měření do 0,8 %.

Za všechny provedené kalibrace zde bude uvedena kalibrace snímače teploty. Jak je známo, kalibraci snímače teploty je možné provést pomocí dvou pevných bodů založených na fyzikální skutečnosti. Je to teplota tání ledu (0 °C) a teplota varu destilované vody za normálního atmosférického tlaku (100 °C). Teplotní snímače je možné kalibrovat také pomocí teplotního kalibrátoru. V tomto případě byla dostačující kalibrace pomocí zmíněných dvou pevných bodů. Teplota při kalibraci byla orientačně kontrolována pomocí snímače teploty PT 100 a měřicího zařízení UNI-T UT50C. Příklad kalibrace je možné vidět na Obr. 54.



Obr. 54 Ukázka kalibrace snímačů. Vlevo snímač síly, vpravo snímač teploty.

V tabulce 10 je možné vidět hodnoty naměřené při kalibraci, hodnoty byly následně zpracovány. Byla získána střední hodnota a dopočítané dílčí a maximální odchylky od střední hodnoty a výběrová směrodatná odchylka od střední hodnoty, viz Tab. 11. Výsledky byly vyneseny do grafu 1, body byly proloženy polynomem prvního stupně.

Tab. 10 Výsledek kalibrace snímače teploty.

Fyzikální parametr	Pokus 1	Pokus 2	Pokus 3	Pokus 4	Pokus 5	Průměrná hodnota
0 °C	0,0474	0,0465	0,0476	0,0465	0,047	0,047
100 °C	6,109	6,092	6,106	6,09	6,108	6,101

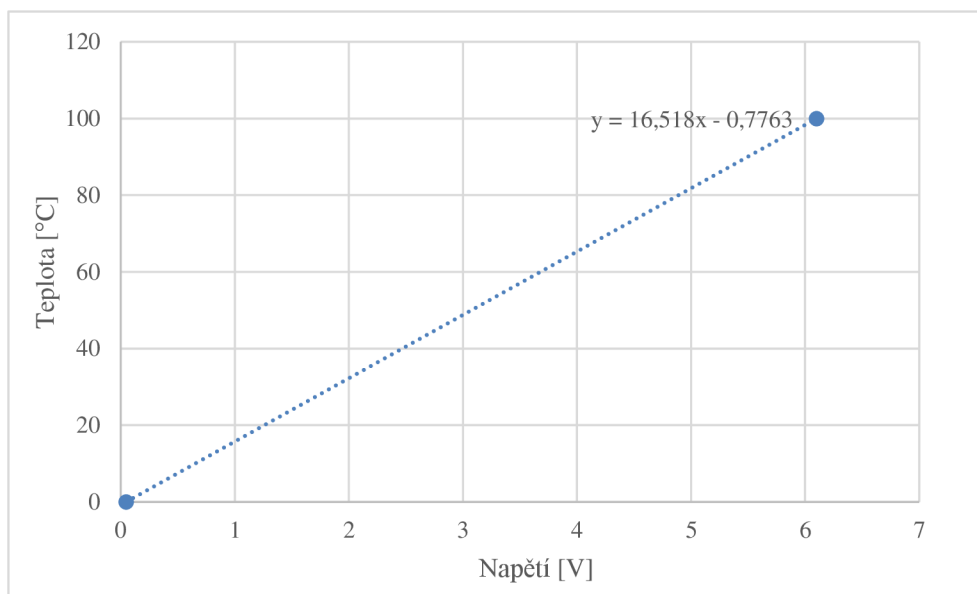
Tab. 11 Vyhodnocení nejistoty měření snímače teploty.

	Pokus 1	Pokus 2	Pokus 3	Pokus 4	Pokus 5	Maximální odchylka [%]	Výběrová směrodatná odchylka od střední hodnoty [%]
Dílčí odchylky od střední hodnoty [%]	0,851	-1,063	1,276	-1,063	0	1,276	0,48
	0,131	-0,147	0,081	-0,18	0,115	0,18	0,067

Některé snímače byly dodány již s kalibračními listy, proto jejich kalibrace nebyla provedena. Kalibrační rovnice všech snímačů jsou pak uvedeny v Tab. 12.

Tab. 12 Kalibrační rovnice snímačů.

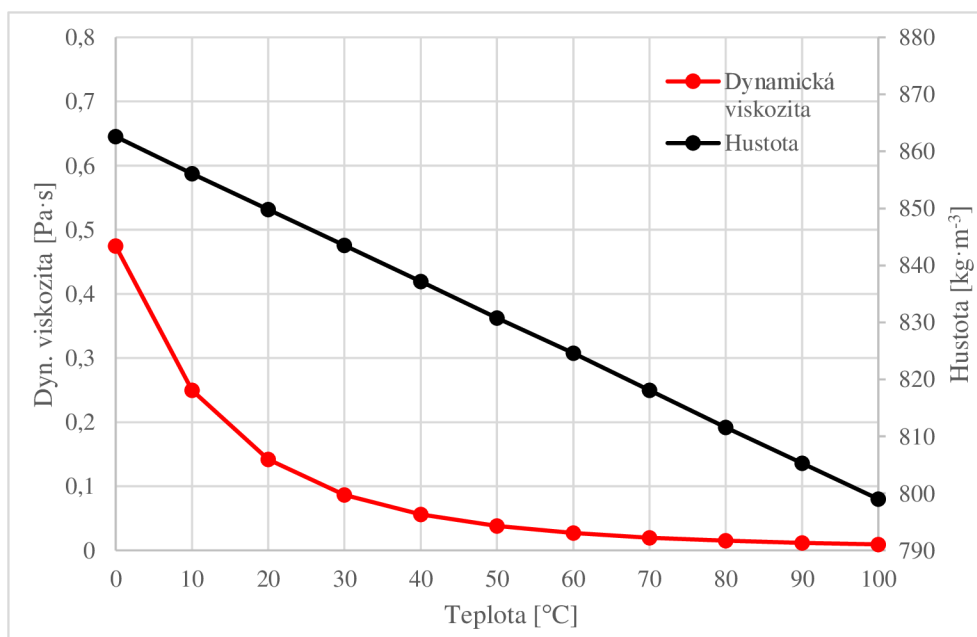
Snímače	Kalibrační rovnice
Snímač teploty 1	$y = 16,518x - 0,7763$
Snímač teploty 2,3	$y = 16,695x - 0,5009$
Snímač tlaku 1,2,3	$y = 4x - 2$
Snímač točivého momentu	$y = 0,999x - 0,0002$
Snímač síly	$y = 495,76x - 42,63$



Graf 1 Kalibrační křivka snímače teploty.

7.6 MOTOROVÝ OLEJ CASTROL 0W-30

Při experimentu byl použit motorový olej stanovený výrobcem turbodmychadla. Jedná se o plně syntetický motorový olej Castrol 0W-30. Vlastnosti tohoto oleje jsou stanoveny normou SAE 0W-30. Tyto oleje se začaly používat s nástupem zvýšených ekologických požadavků na automobily. Jedná se o nízkoviskózní olej se sníženou viskozitou HTTS. Díky tomu lze spotřeba paliv oproti dříve používaným olejům snížit v jednotkách až desítkách procent. Je určený zejména pro moderní motory jak vznětové, tak i benzínové. Základní vlastnosti oleje, jako je viskozita a hustota v závislosti na teplotě stanovené normou SAE je možné vidět na následujícím grafu 2.

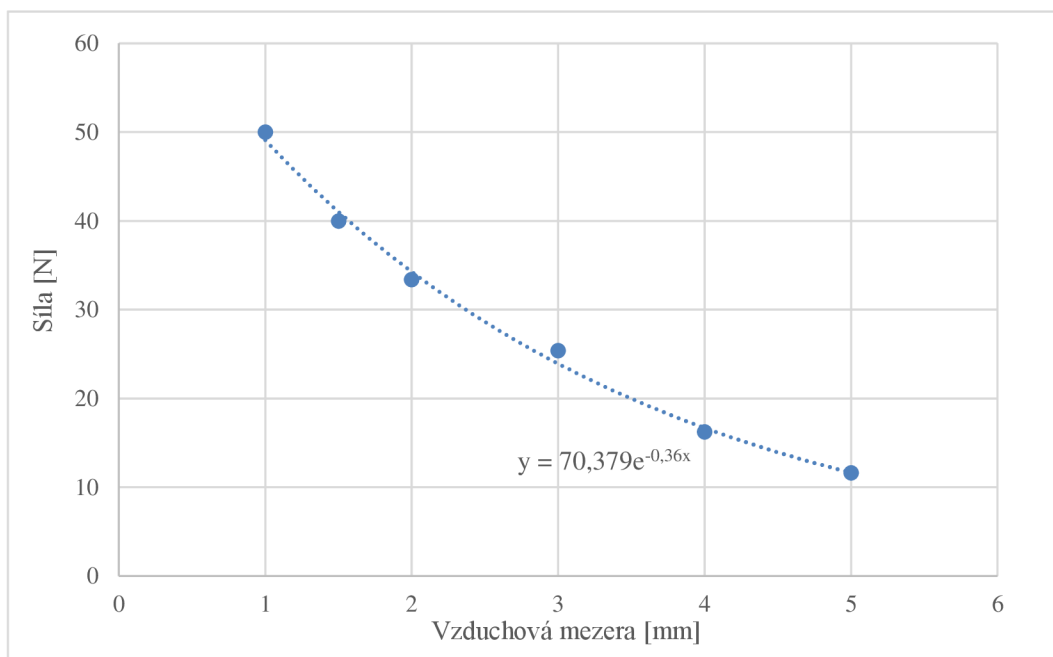


Graf 2 Závislost dynamické viskozity a hustoty na teplotě, pro motorový olej dle normy SAE 0W-30 [23].

7.7 VYHODNOCENÍ ZATÍŽENÍ AXIÁLNÍHO LOŽISKA

Aby bylo možné vyhodnotit zatížení axiálního ložiska, je potřebné znát dílčí zatížení rotoru. Ten je zatěžován na jedné straně akčním členem. Na druhé straně rotoru je umístěna magnetická spojka, které působí přitažlivou silou na rotor, a tedy proti působení síly od akčního členu. Točivý moment přenášený magnetickou spojkou je závislý na vzduchové mezeře. Zároveň na vzduchové mezeře závisí i přitažlivá síla od magnetické spojky, tato závislost je vynesena v grafu 3. Výsledné zatížení axiálního ložiska tedy bude součet všech sil působících v axiálním směru.

Pro zjištění síly působící od magnetické spojky na rotor, bylo provedeno měření přitažlivé síly pro různé vzduchové mezery v magnetické spojkce. Výsledek tohoto měření je znázorněn v grafu 1. Vzduchovou mezeru magnetické spojky je potřeba nastavit, tak aby byla spojka schopna při této mezeře přenést potřebný točivý moment, ale zároveň zbytečně nevytvářela velkou tahovou sílu působící na rotor. Ta snižuje výslednou reakci, kterou zachycuje axiální ložisko. V tomto případě byla ideální hodnota vzduchové mezery 3 mm, jak je vidět z grafu 3, při této vzduchové mezeře zde vzniká přitažlivá síla 25,5 N.

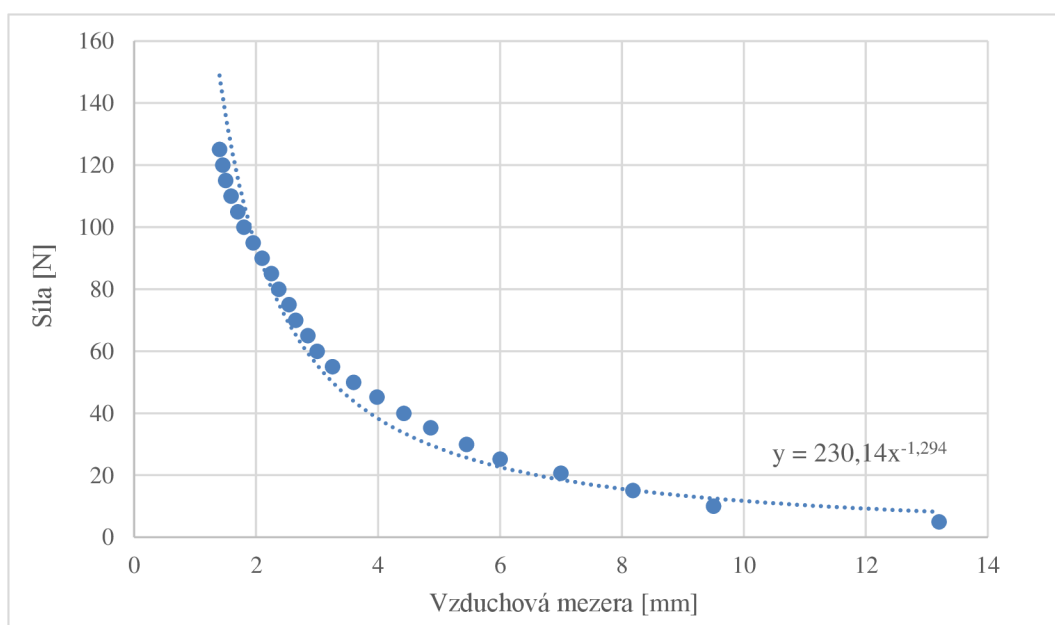


Graf 3 Závislost přitažlivé síly na vzduchové mezeře magnetické spojky.

Před začátkem měření bylo potřeba ověřit přitažlivou sílu magnetu, jehož úkolem je vytváření zatížení axiálního ložiska, bylo tedy provedeno podobné měření jako v případě magnetické spojky, a tedy odečítání vytvářené přitažlivé síly pro různé vzduchové mezery mezi magnety. Toto měření ukázalo, že při minimální možné vzduchové mezeře, která by byla bezpečná z hlediska možného kontaktu mezi magnety, bylo dosaženo přitažlivé síly pouze 40 N. Po odečtení síly, kterou vytváří magnetická spojka, by tedy ložisko zachytávalo reakci pouze 15 N. To se ukázalo jako nedostačující, jelikož zatížení axiálního ložiska v rozmezí otáček mnou provozovaných bývá v reálném provozu, až asi 100 N. Bylo tedy potřebné zakoupit silnější magnet. To se ukázalo, že nelze řešit jinak, než metodou pokus-omyl, jelikož jediný

parametr udávaný výrobcem je přídržná síla, tedy síla působící na druhé těleso v přímém kontaktu. Závislost přitažlivé síly na vzduchové mezeře, žádný dotázaný dodavatel nebyl schopen poskytnout.

Byl tedy zakoupen neodymový magnet s přídržnou silou 290 N. Po opětovném měření bylo zjištěno, že magnet při bezpečné vzduchové mezeře dokáže vyvinout potřebnou sílu 125 N. Naměřené body byly proloženy mocninnou funkcí, na základě teoretického předpokladu, jak uvedl [31]. Výsledky z tohoto měření jsou vykresleny v grafu 4. Z grafu je patrné, že některé body příliš neodpovídají mocninné funkci. To je způsobeno jistou nepřesností měření vzduchové mezery, to probíhalo pomocí posuvného měřítka. Avšak lze říci, že pro potřebné účely, bylo provedené měření dostačující.



Graf 4 Závislost přitažlivé síly na vzduchové mezeře pro neodymový magnet.

7.8 NASTAVENÍ VZORKOVÁNÍ MĚŘICÍ KARTY

Před začátkem každého měření musela být vzhledem ke snímané frekvenci nastavená vhodná vzorkovací frekvence, tak aby nedocházelo k parazitnímu jevu. Vlivem příliš nízké vzorkovací frekvence by mohlo dojít ke vzniku tzv. aliasingu. Závislost minimální vzorkovací frekvence vzhledem k frekvenci snímané je popsána Nyquistovým vzorkovacím teorémem. Podle Nyquistova vzorkovacího teorému by vzorkovací frekvence měla být více jak 2x větší, než nejvyšší frekvence signálu. Dodržením nedojde ke vzniku zkreslení signálu typu aliasing.

Před započítím samotného měření bylo provedeno několik zkušebních měření s různými vzorkovacími frekvencemi, tak aby bylo ověřeno, že nastavená vzorkovací frekvence bude dostačující při ostrém měření, a že naměřené data bude možné zpracovat.

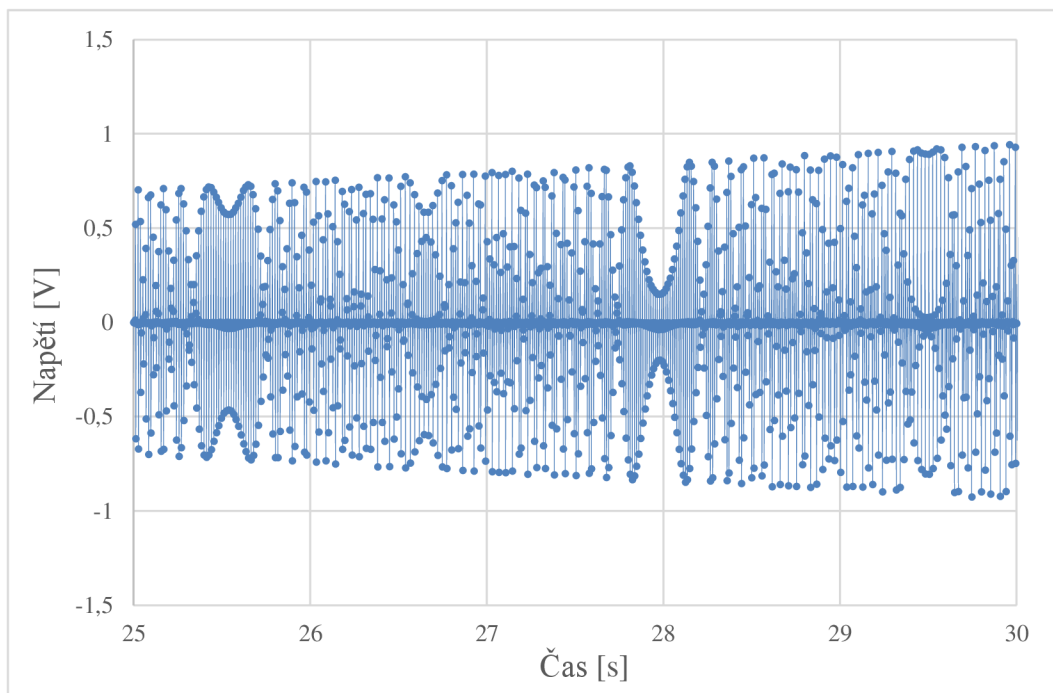
Jako kritické se ukázalo snímání otáček pomocí indukčního snímače. V tomto případě bylo potřebné, aby došlo i při vysokých otáčkách rotoru k přesnému vykreslení průběhu, tak aby bylo možné signál dále zpracovat. Zde jsem došel k závěru, že potřebná vzorkovací

frekvence, která zajistí bezpečné vykreslení požadovaného signálu, a tedy nedojde ke ztrátě potřebných informací, je minimálně 30x větší, než nastavená frekvence otáčení rotoru turbodmyhadla. Nastavenou vzorkovací frekvence pro dané otáčky hřídele při jednotlivých měřeních je možné vidět v *Tab. 13*.

Tab. 13 Vzorkovací frekvence pro jednotlivé otáčky.

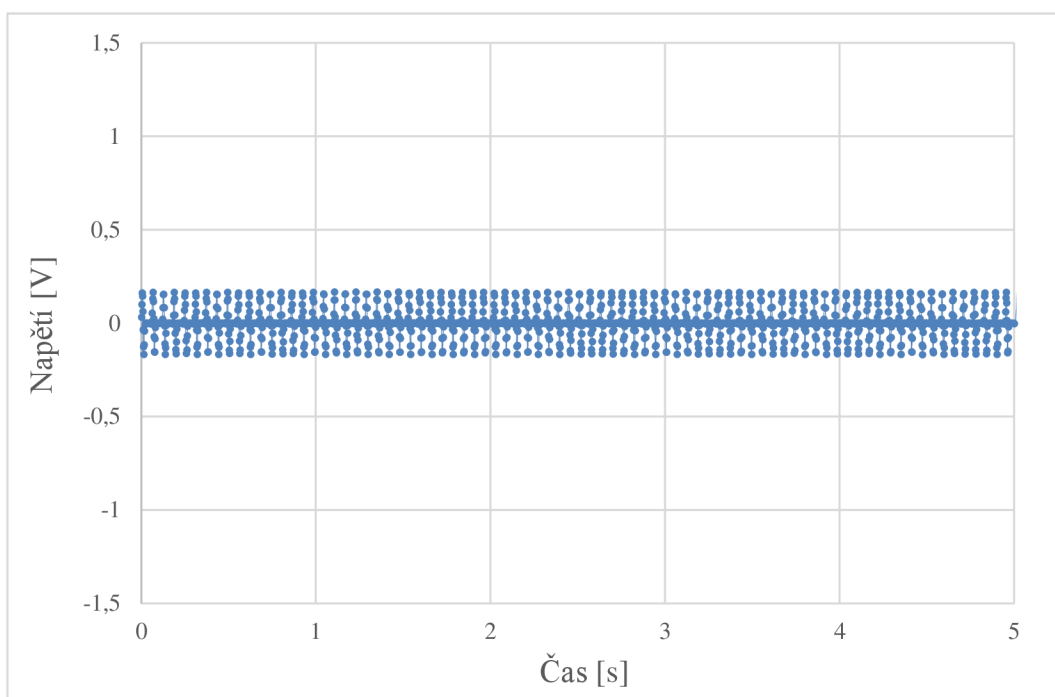
Otáčky rotoru [min^{-1}]	5000	10000	15000	20000
Vzorkovací frekvence [kHz]	2,5	5	7,5	10

V následujícím grafu 5 je ukázka ze zkušebního měření, kdy byla nastavena příliš nízká vzorkovací frekvence, a docházelo tedy k aliasingu. Vzorkovací frekvence byla nastavena na hodnotu 500 Hz a frekvence signálu v čase 30 s byla 60 Hz, tedy vzorkovací frekvence byla více než 8x větší než frekvence snímaná. Poměr bylo nutné tedy navýšit.



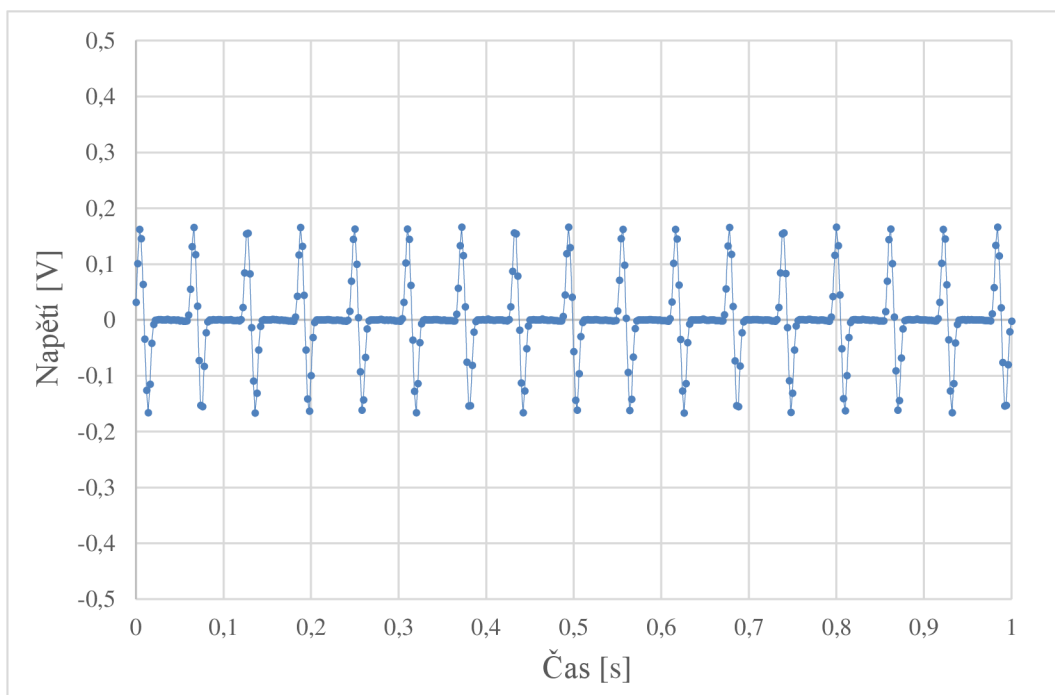
Graf 5 Ukázka aliasingu při nevhodně nastavené vzorkovací frekvenci. Nastavená vzorkovací frekvence 500 Hz, při otáčkách rotoru 2400 – 3600 min^{-1} .

Při stejné vzorkovací frekvenci 500 Hz byly otáčky rotoru nastaveny tak, že odpovídaly frekvenci signálu 16,33 Hz, tedy vzorkovací frekvence byla zhruba 30x větší, než frekvence signálu. Výsledek tohoto experimentu je vykreslen v grafu 6. Ze kterého je zřejmé, že k aliasingu již nedochází. A je tedy možné při měřeních použít vzorkovací frekvenci 30x větší, než frekvenci snímanou.



Graf 6 Ukázka správně nastavené vzorkovací frekvence. Nastavená vzorkovací frekvence 500 Hz, při otáčkách rotoru 980 min^{-1} .

Následující graf 7 představuje stejný graf jako předchozí, ovšem s jinými rozsahy os, tak aby bylo možné vidět detail vykreslení signálu, ke kterému zde docházelo. Je zřejmé, že aliasing se zde již neprojevil a vykreslení signálu je dostatečné pro další zpracování.



Graf 7 Ukázka vykresleného průběhu napětí, při správně nastavené vzorkovací frekvenci. Jedná se o totožný, pouze přiblížený signál z grafu 6.

Další zkreslení signálu, ke kterému by mohlo při zpracování signálu měřicí kartou docházet, je při tzv. kvantování. Ke zkreslení signálu může dojít v případě, že jsme zvolili měřicí kartu s nízkým rozlišením. V mém případě byla použita měřicí karta s rozlišením 16 bit. V případě měření v rozsahu ± 10 V je potom rozlišení karty, nebo také kvantizační krok $3,05 \cdot 10^{-4}$ V, což lze považovat za naprosto dostatečné.

7.8.1 ABSOLUTNÍ PŘESNOST MĚŘICÍ KARTY

Absolutní přesnost lze vypočítat z následujícího vzorce [32]

$$AA = \pm(IR \cdot GE) + (R_m \cdot OR) + IN, \quad (61)$$

kde IR je hodnota kterou chceme měřit, GE je chyba zesílení, R_m je rozsah modulu, OR je chyba posuvu, IN je vstupní šum.

Absolutní přesnost pro měřicí kartu USB 6210 používanou při tomto měření pak je

$$AA = (10 \cdot 132 \cdot 10^{-6}) + (20 \cdot 130 \cdot 10^{-6}) + 68,7 \cdot 10^{-6} = \pm 3,98 \text{ mV}. \quad (62)$$

7.8.2 OPAKOVATELNOST MĚŘENÍ

V rámci přímého měření ztrátového momentu, byla ověřena opakovatelnost experimentu. Lze říci, že na základě jednoho měření nelze dělat hlubší závěry, jde spíše o jakousi orientaci v problému. Provedeme-li více měření, které se budou do jisté míry shodovat, lze již tyto výsledky brát jako relevantní.

Tab. 14 Výsledky nejistoty měření získané z opakovaných měření.

Axiální zatížení [N]	Relativní odchylky od střední hodnoty [%]					Maximální relativní odchylka [%]	Výběrová směrodatná odchylka od střední hodnoty [%]
	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Měření 4	Měření 5		
0	0,33	0,87	-0,03	-0,23	-0,93	0,93	0,30
10	1,17	-1,07	1,40	-1,46	-0,05	1,46	0,58
20	0,49	-0,61	0,32	-0,68	0,49	0,68	0,27
30	1,19	-0,79	-0,16	0,26	-0,50	1,19	0,34
40	1,27	-0,55	-0,15	-0,62	0,05	1,27	0,34
50	1,40	-0,75	0,37	-0,07	-0,95	1,40	0,42
60	1,31	-0,76	-0,11	-0,11	-0,32	1,31	0,35
70	1,44	-1,42	-1,26	0,77	0,46	1,44	0,57
80	1,43	-1,39	-0,17	1,32	-1,20	1,43	0,60
90	0,72	-0,68	-0,37	1,01	-0,68	1,01	0,36
100	-0,27	0,28	-0,58	0,54	0,03	0,58	0,20

Měření proběhlo za těchto podmínek. Teplota oleje 25 °C, tlaku oleje $0,25$ MPa, ustálené otáčky rotoru 5000 min^{-1} a v rozsahu axiálního zatížení ($0 - 100$) N. Při totožných podmínkách proběhlo pět po sobě jdoucích měření. Z těchto měření byla stanovena absolutní a relativní odchylka od střední hodnoty, maximální relativní odchylka a výběrová směrodatná odchylka

od střední hodnoty. Maximální relativní odchylka nepřesahuje 1,46 % a výběrová směrodatná odchylka od střední hodnoty nepřesahuje 0,6 %, což poukazuje na dobrou opakovatelnost experimentu. V *Tab. 14* jsou zobrazeny výsledky nejistoty měření.

7.9 VYHODNOCENÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU Z PŘÍMO MĚŘENÉHO ZTRÁTOVÉHO MOMENTU

Pro ověření funkčnosti bylo provedeno několik zkušebních měření. Ty byly prováděny při ustálených otáčkách a různých provozních podmínkách, jako je axiální síla, teplota a tlak oleje v mazacím okruhu.

Měření probíhalo tak, že byla pro dané ustálené otáčky plynule zvyšována axiální síla. Měření bylo provedeno v časovém úseku zhruba (120 – 150) s. Měření by mělo ovšem, v ideálním případě, proběhnout pouze v diskrétních bodech jen pro několik axiálních zatížení, a při každém nově nastaveném axiálním zatížení nechat parametry ustálit, například po dobu 5 min. To ovšem nebylo možné provést, jelikož teplota na vstupu do turbodmychadla neustále rostla a nebylo možné ji udržet na konstantní hodnotě. Tento nedostatek by bylo možné odstranit vložením termoregulačního prvku s možností chlazení oleje, a to těsně před vstup do turbodmychadla.

Jako hlavní parametry důležité pro přímé měření, byly zaznamenávány otáčky rotoru a ztrátový moment, pomocí snímače Kistler. Na základě těchto parametrů, byl následně dopočítán ztrátový výkon dle vztahu (63), který byl vykreslen do grafu v závislosti na axiální síle.

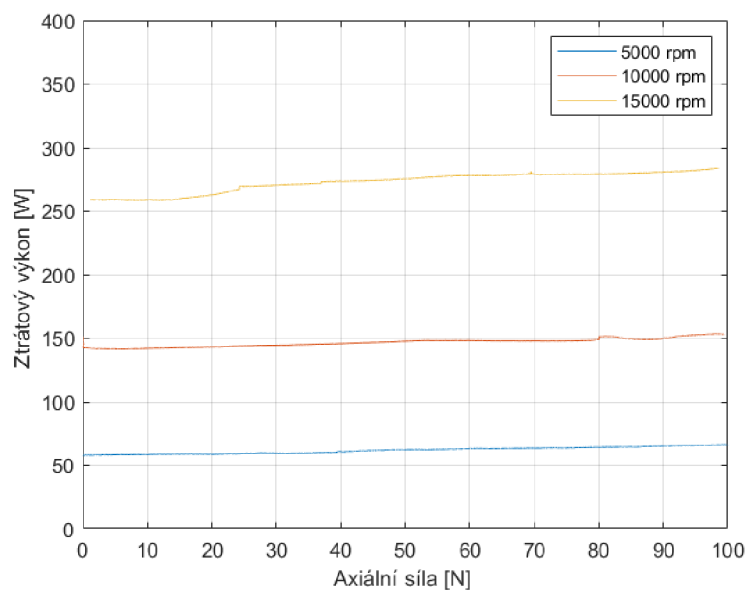
$$P_z = \frac{M_t \cdot n \cdot \pi}{30}, \quad (63)$$

kde P_z je ztrátový výkon, M_t je ztrátový moment, n jsou otáčky rotoru turbodmychadla.

Vyhodnocení měření bylo provedeno v softwaru Matlab, kde byl vytvořen kód pro jednodušší zpravování celé série měření. Při měření byly zaznamenávány kromě otáček a ztrátového momentu i provozní parametry, jako je teploty oleje na vstupu a výstupu turbodmychadla, tlak oleje, průtok oleje a axiální zatížení. Na základě toho bylo možné vytvořit závislost ztrátového výkonu na těchto provozních podmínkách. Pro lepší orientaci je dále ztrátový výkon stanovený z přímo měřeného momentu nazýván jako „*přímo měřený výkon*“.

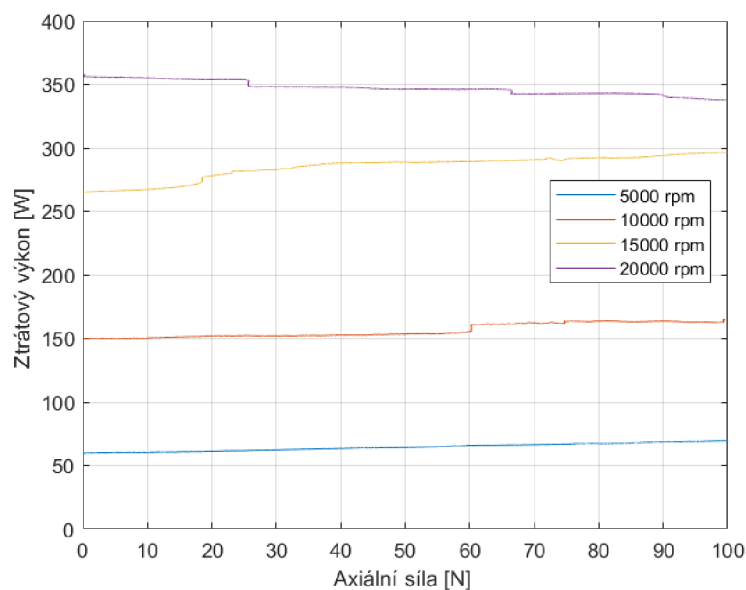
7.9.1 ZMĚNA TLAKŮ

První série měření proběhla při stálé teplotě 25 °C a při jednotlivých měřeních probíhalo nastavení různých tlaků oleje na hodnoty 0,25 MPa, 0,4 MPa a 0,55 MPa. První měření proběhla při nastaveném tlaku oleje 0,25 MPa a teplotě oleje 25 °C. Byly provedeny tři měření, a to při ustálených otáčkách 5000 min^{-1} , 10000 min^{-1} a 15000 min^{-1} . Axiální síla byla postupně zvyšována v rozsahu (0 – 100) N. Výsledky měření jsou zobrazeny v grafu 8.



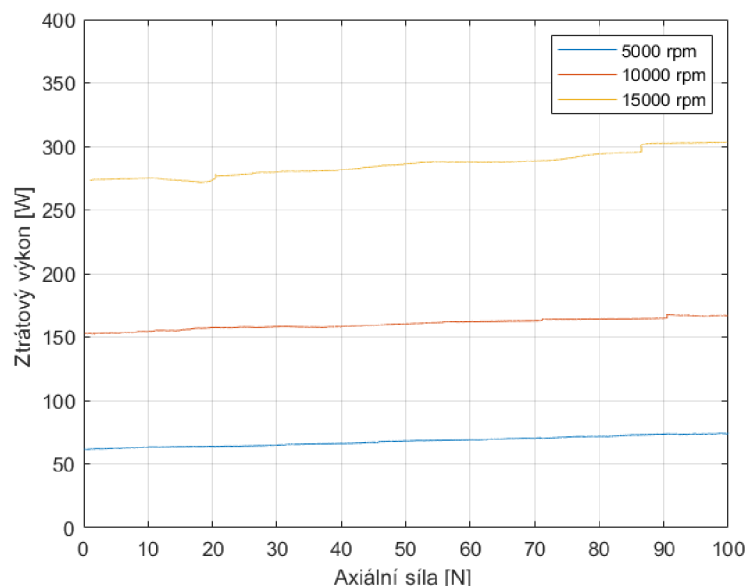
Graf 8 Závislost přímo měřeného ztrátového výkonu na axiální síle, při teplotě oleje 25 °C a tlaku oleje 0,25 MPa.

Další měření proběhlo při stejné teplotě 25 °C, ale zvýšeném tlaku oleje 0,4 MPa. Měření bylo provedeno při ustálených otáčkách 5000 min⁻¹, 10000 min⁻¹, 15000 min⁻¹ a 20000 min⁻¹. Výsledky měření jsou zobrazeny v grafu 9. Při nastavených otáčkách 20000 min⁻¹ se otáčky elektromotoru dostaly, při nulovém axiálním zatížení, na pouhých 18000 min⁻¹. Elektromotor se tak dostal v rámci nastavených podmínek na své maximum. Pro odstranění tohoto nedostatku by bylo vhodné zvolit elektromotor s vyšším výkonem, nebo jiné konstrukce, tak, aby vykazoval vhodnější průběh točivého momentu a výkonu.



Graf 9 Závislost přímo měřeného ztrátového výkonu na axiální síle, při teplotě oleje 25 °C a tlaku oleje 0,4 MPa.

Další měření proběhlo při tlaku 0,55 MPa, teplotě 26 °C, otáčky byly postupně nastaveny na 5000 min⁻¹, 10000 min⁻¹ a 15000 min⁻¹. Měření při otáčkách 20000 min⁻¹ nebylo při tomto nastavení provozních podmínek provedeno, vzhledem k výsledkům z předchozího měření, kdy se ukázalo, že výkon elektromotoru je nedostatečný pro toto provozní nastavení. Výsledky tohoto měření jsou znázorněny v grafu 10.



Graf 10 Závislost přímo měřeného ztrátového výkonu na axiální síle, při teplotě oleje 26 °C a tlaku oleje 0,55 MPa.

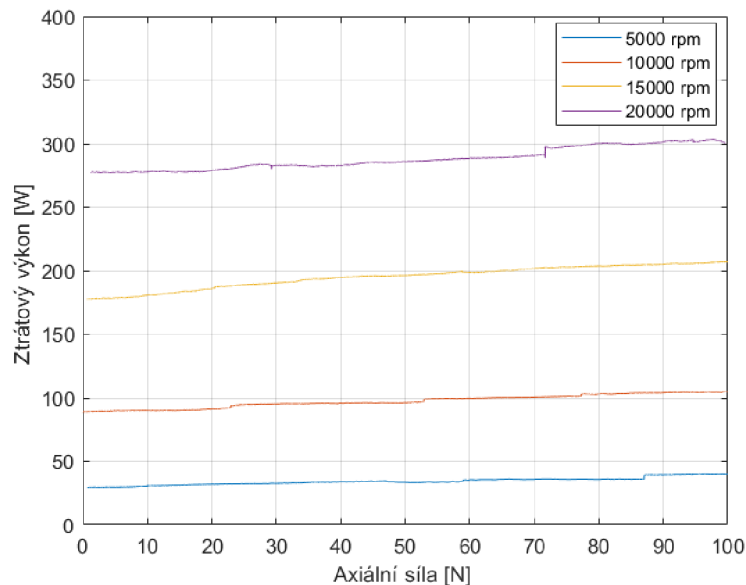
Z měření bylo možné vyhodnotit změnu ztrátového výkonu v rozsahu axiálního zatížení (0 – 100) N. Výsledky absolutní a relativní změny ztrátového výkonu jsou vyobrazeny v následující tabulce 15. Absolutní nárůst ztrátového výkonu je mezi 8,2 W a 31,6 W. Relativní nárůst se pak pohybuje mezi 7,5 % a 16,1 %. Z těchto výsledků je zřejmé, že nejvyšší relativní nárůst stoupá s rostoucím tlakem a snižujícími se otáčkami.

Tab. 15 Tabulka vyhodnocení nárůstu ztrátového výkonu s nárůstem axiálního zatížení (0 – 100) N, pro tlaky 0,25 MPa, 0,4 MPa a 0,55 MPa, při teplotě oleje 25 °C.

Tlak oleje [MPa]	Otáčky [min ⁻¹]	Ztrátový výkon pro dané axiální zatížení [W]		Absolutní nárůst [W]	Relativní nárůst [%]
		0N	100N		
0,25	5000	58,0	66,2	8,2	14,1
	10000	141,6	153,4	11,8	8,3
	15000	259,1	283,6	24,5	9,5
0,4	5000	59,8	69,4	9,6	16,1
	10000	150,0	164,0	14,0	9,3
	15000	265,0	296,6	31,6	11,9
0,55	5000	61,45	74,7	13,3	21,6
	10000	152,8	168,0	15,2	9,9
	15000	273,5	303,3	29,8	10,9

ZMĚNA TEPLOT

Následující série měření byla provedena při zvýšených teplotách oleje. Jako první byla nastavena teplota 50 °C. Této teploty bylo v mazacím okruhu dosaženo asi po 1,5 hodiny. Naměřené mechanické ztráty odpovídají teoretickým předpokladům, kdy s teplotou klesá viskóza oleje, a tedy klesají celkové mechanické ztráty v ložiskovém systému. Výsledky z tohoto měření jsou znázorněny v následujícím grafu 11.



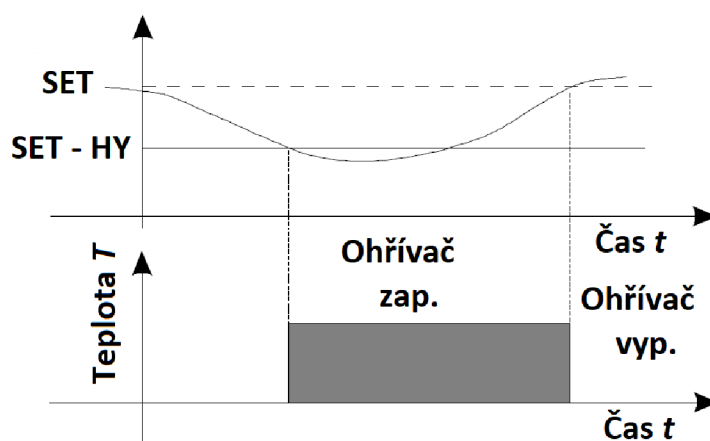
Graf 11 Závislost přímo měřeného ztrátového výkonu na axiální síle, při teplotě oleje 50°C a tlaku oleje 0,25 MPa.

Při měření přímých ztrát za zvýšené teploty oleje bylo zjištěno, že je zde omezení z hlediska maximální teploty. Po více jak čtyřech hodinách ohřívání a temperování celého systému, bylo dosaženo v turbodmychadle pouze 60 °C a na výstupu z olejové vany bylo naměřeno 90 °C. Maximální teplota, kterou dokázal vyvinout ohřivač, byla 110 °C. Přičemž požadovaná teplota s přihlédnutím na limity použitých součástí v mazacím okruhu byla 80 °C a to v místě průtokoměru. Tedy na vstupu do turbodmychadla v intervalu (75 – 80) °C. Při nastavené teplotě na ohřivači 110 °C byla teplota na výstupu z vany naměřena 90 °C. Avšak čidlo teploty zabudované v ohřivači, na základě kterého byla řízena regulace teploty, již ukazovalo 110 °C. To lze přisuzovat faktu, že toto čidlo je umístěno v blízkosti topné spirály, jelikož po zamíchání oleje došlo ke snížení teploty, a tedy opětovnému sepnutí topné spirály. Další možná zjištěná příčina je nesprávná regulace vlivem špatně nastavené hystereze. Ta byla nastavena na hodnotu 5 °C.

NÁVRHY OPATŘENÍ

Na základě těchto faktů byly navrženy tři následující opatření s cílem dosáhnout vyšší teploty oleje v místě turbodmychadla. První opatření souvisí s problémem tepelných ztrát mezi olejovou vanou a skříní turbodmychadla, kdy byl zaznamenán rozdíl teplot 25 °C, a to na délce olejového potrubí 5,33 m. Byla tedy navržena tepelná izolace olejové vany a celého vedení mezi olejovou vanou a skříní turbodmychadla.

Druhé a třetí opatření souvisí s rozdílnou teplotou, měřenou instalovaným snímačem na výstupu z vany a měřenou snímačem integrovaným v ohřívači. K eliminaci tohoto problému jistě dopomůže i tepelná izolace vany navržená v prvním opatření. K další eliminaci bylo navrženo snížení hystereze z původní hodnoty 5 °C na 0,1 °C. Příklad hystereze ohřívače je na *Obr. 55*. Jako poslední opatření bylo navrženo promíchávání oleje v průběhu ohřívání oleje, tak aby rozložení teploty v celé olejové vaně bylo rovnoměrnější a nedocházelo tak k předčasnému vypínání topné spirály.



Obr. 55 Hystereze ohřívače [33].

APLIKACE NÁVRHŮ OPATŘENÍ

V rámci prvního opatření bylo provedeno měření rozměrů olejové vany a olejového potrubí. Na základě získaných rozměrů byl proveden geometrický návrh. Parametry izolačního materiálu, jako je tloušťka izolace a materiál, byly voleny s přihlédnutím na zástavbové možnosti, cenu a dobré izolační vlastnosti.

Pro izolaci olejové vany byla použita čedičová vlna o tloušťce 30 mm s hodnotou součinitele tepelné vodivosti $0,037 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Dle návrhu byly zakoupeny dva kusy o rozměrech 1 x 0,6 m s cenou 98,98 Kč/ks. Výsledky provedených opatření je možné vidět na *Obr. 56* a *Obr. 57*.



Obr. 56 Ukázka izolace olejové vany a potrubí.

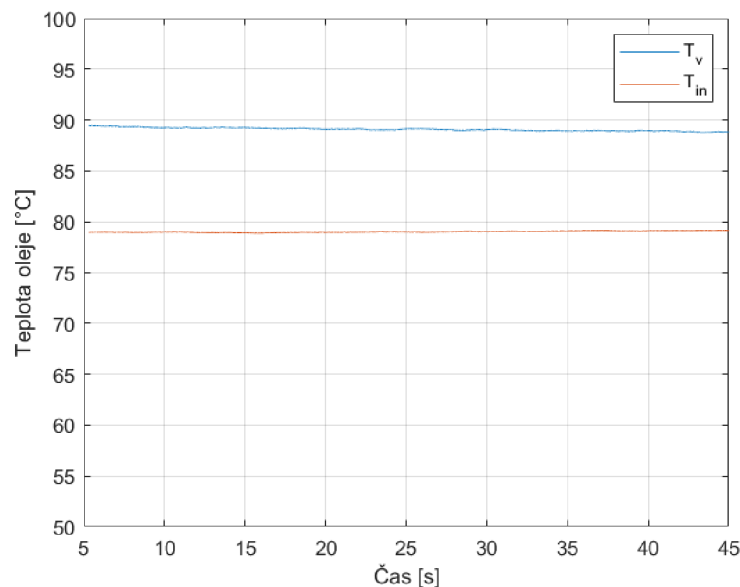
K izolaci olejového potrubí byla použita mirelonová izolace s hodnotou součinitele tepelné vodivosti $0,038 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$ s cenou pohybující se kolem 20 Kč/m, s vnitřním průměrem 25 mm. Celková cena tohoto opatření byla 348 Kč.



Obr. 57 Ukázka izolace olejového potrubí v místě turbodmychadla.

VÝSLEDKY APLIKOVANÝCH OPATŘENÍ

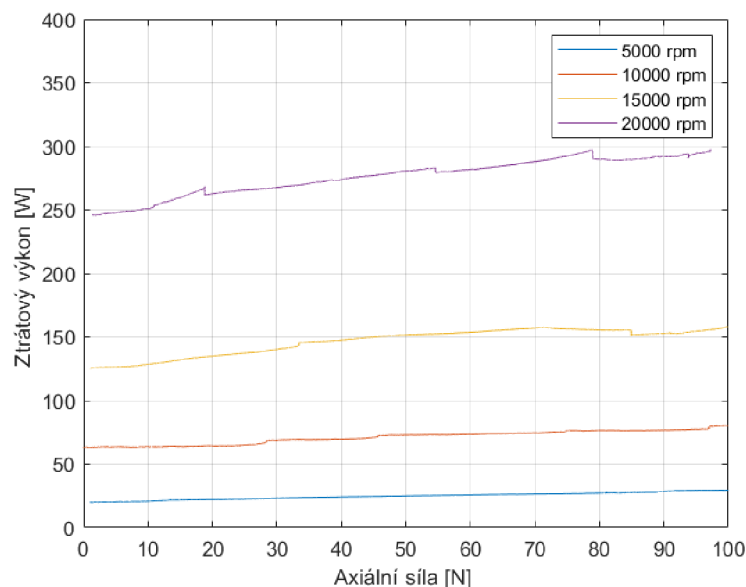
Po aplikaci návrhů opatření proběhlo opětovné měření, s cílem dosáhnout požadované teploty v turbodmychadle, a to $(75 - 80) \text{ }^\circ\text{C}$. Měření prokázalo, že návrh opatření byl vhodný a pro tuto aplikaci dostačující, jelikož požadované teploty bylo dosaženo již během jedné a půl hodiny. Průběh teploty oleje na výstupu z vany T_v a teploty na vstupu do turbodmychadla T_{in} po aplikaci opatření jsou vykresleny v čase v následujícím grafu 12.



Graf 12 Průběh teploty v čase po izolaci olejové vany a potrubí. Kde T_{in} je teplota oleje na vstupu do turbodmychadla a T_v je teplota na výstupu z olejové vany.

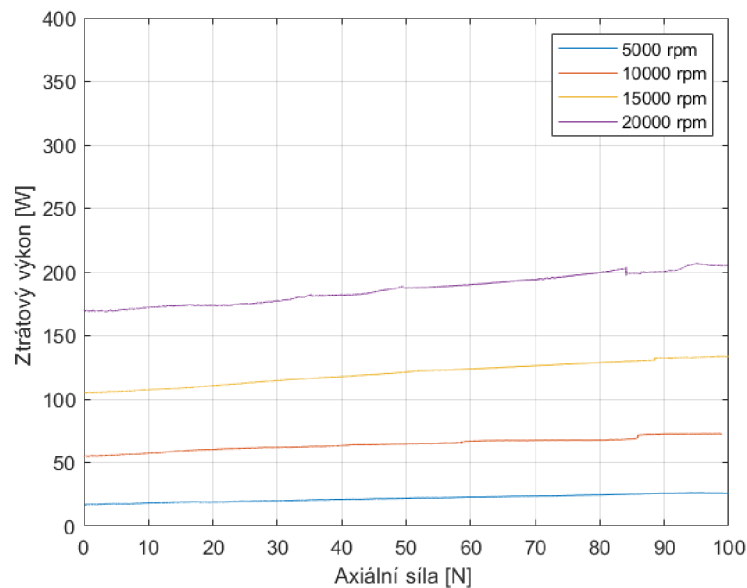
Po napravení nedostatků bylo tedy možné provést další měření za zvýšené teploty. Měření proběhlo při teplotě oleje 65 °C. Tlak byl nastaven na hodnotu 0,25 MPa. Výsledky měření jsou vykresleny v grafu 13. Při měření se ukázalo, že tlak již při této teplotě nelze dále doregulovat na vyšší hodnotu než je 0,25 MPa. Snížení maximálního možného tlaku zapříčinila změna viskozity vlivem zvýšené teploty. Viskozita zde klesla, oproti prvnímu měření, kde byla teplota 25 °C více, než čtyři a půl násobně, a to z hodnoty 0,0978 Pa·s na 0,0217 Pa·s.

Tlak v mazací soustavě je regulován přímo na průtokoměru pomocí tlakově-průtokových závislostí. Omezení této regulace pak stojí na straně mazacího čerpadla, které pracuje s konstantními otáčkami a průtok čerpadlem tedy nelze dále zregulovat. Pro odstranění tohoto nedostatku bych navrhoval nahrazení čerpadlem s možností regulovat jeho otáčky, a tím průtok. Dalším řešením by bylo nahrazení čerpadlem, které by dokázalo zajistit dostatečný průtok, pro vytvoření tlaku i při zvýšené teplotě oleje.



Graf 13 Závislost přímo měřeného ztrátového výkonu na axiální síle, při teplotě oleje 65 °C a tlaku oleje 0,25 MPa

V případě dalšího měření byla teplota oleje nastavena na maximální možnou teplotu, dovolující jednotlivé komponenty v měřicím řetězci. Tlak v mazací soustavě již nebylo možné doregulovat na požadovanou hodnotu díky vysoké teplotě. Maximální tlak byl nastaven na hodnotu 0,18 MPa. Při tomto tlaku již není vhodné ložiska turbodmychadla provozovat po delší dobu. Otáčky byly postupně nastaveny na 5000 min⁻¹, 10000 min⁻¹, 15000 min⁻¹ a 20000 min⁻¹. Výsledky toho měření jsou vykresleny v grafu 14.



Graf 14 Závislost přímo měřeného ztrátového výkonu na axiální síle, při teplotě oleje 77 °C a tlaku oleje 0,18 MPa.

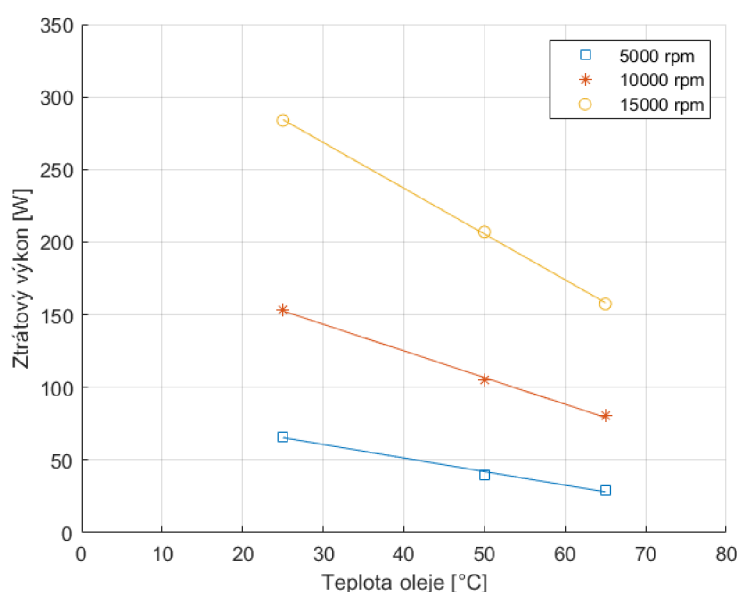
Z měření pak bylo možné vyhodnotit absolutní a relativní změnu ztrátového výkonu v rozsahu axiálního zatížení (0 – 100) N. Výsledky jsou vyobrazeny v následující tabulce 16. Absolutní nárůst ztrátového výkonu je mezi 8,2 W a 51,4 W. Relativní nárůst se pak pohybuje mezi 7,5 % a 47,2 %. Z těchto výsledků je zřejmé, že relativní nárůst stoupá s rostoucí teplotou a snižujícími se otáčkami.

Tab. 16 Tabulka vyhodnocení nárůstu ztrátového výkonu s nárůstem axiálního zatížení 0 – 100 N, pro teploty oleje 25 °C, 50 °C a 65 °C, při tlaku oleje 0,25 MPa.

Teplota oleje [°C]	Otáčky [min ⁻¹]	Ztrátový výkon pro dané axiální zatížení [W]		Absolutní nárůst [W]	Relativní nárůst [%]
		0N	100N		
25	5000	58,0	66,2	8,2	14,1
	10000	141,6	153,4	11,8	8,3
	15000	259,1	283,6	24,5	9,5
50	5000	29,4	39,9	10,5	35,7
	10000	88,9	104,6	15,7	17,7
	15000	177,8	207,0	29,2	16,4
	20000	277,0	303,0	26,0	9,4
65	5000	19,9	29,3	9,4	47,2
	10000	63,26	80,2	16,9	26,8
	15000	125,6	157,5	31,9	25,4
	20000	246,0	297,4	51,4	20,9

7.9.2 VYHODNOCENÍ Vlivu PROVOZNÍCH PARAMETRŮ

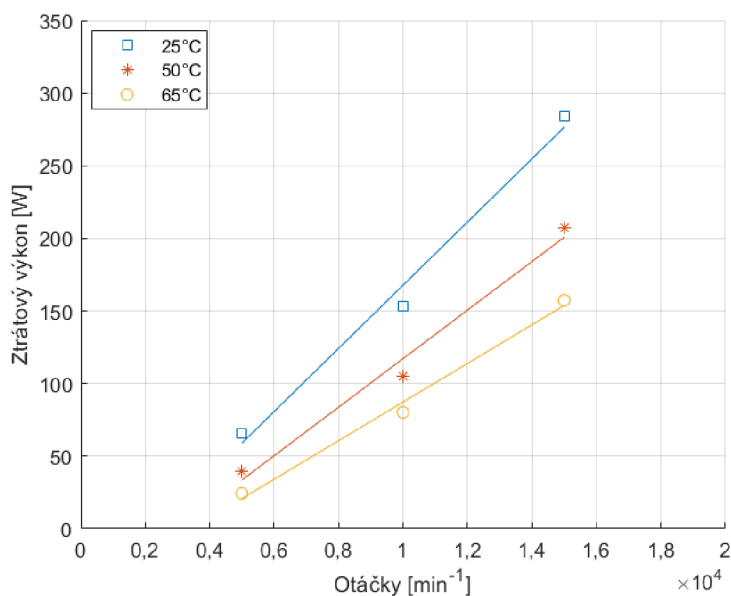
Z výše uvedených měření bylo možné provést vytvoření závislostí mechanických ztrát na provozních podmínkách. Všechny závislosti jsou vykresleny při totožném axiálním zatížení a to $F_{ax} = 100 \text{ N}$. První parametr, který byl při měření sledován a měněn je teplota oleje. Závislost ztrátového výkonu na teplotě oleje je vykreslena v grafu 16, a to pro jednotlivé otáčky, ve kterých bylo měření provedeno. Pro otáčky 5000 min^{-1} , 10000 min^{-1} a 15000 min^{-1} bylo provedeno měření ve čtyřech různých teplotách. Při teplotě 77 °C ovšem již nebylo možné dosáhnout tlaku $0,25 \text{ MPa}$, tyto hodnoty proto nejsou vyneseny v grafu. Pro otáčky 20000 min^{-1} bylo měření provedeno pouze pro tři různé teploty a to 50 °C , 65 °C a 77 °C . Společně s ostatními otáčkami jsou pouze dvě teploty, a proto závislost pro otáčky 20000 min^{-1} taktéž nejsou vyneseny v grafu 15.



Graf 15 Závislost ztrátového výkonu na teplotě oleje, při tlaku oleje $0,25 \text{ MPa}$, pro axiální sílu 100 N a otáčky 5000 , 10000 a 15000 min^{-1} .

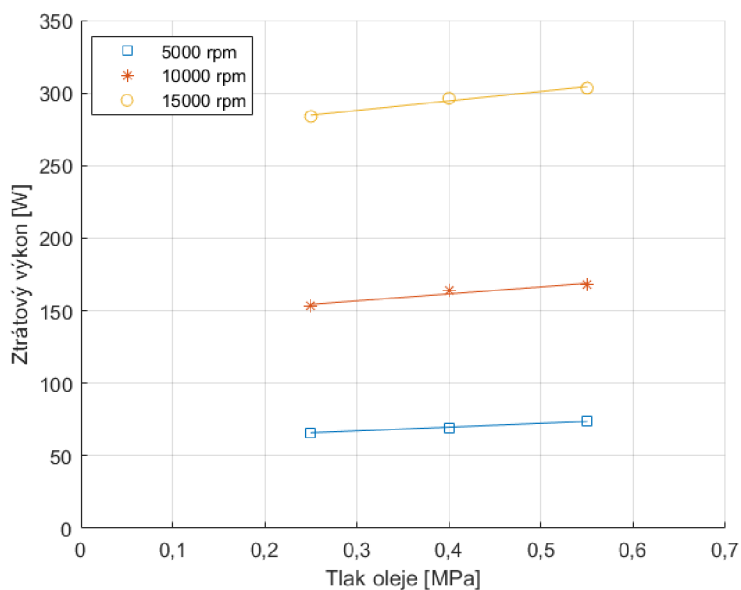
Při měření, které probíhalo s teplotou oleje 25 °C , nebylo možné kvůli vysoké viskozitě oleje dosáhnout otáček 20000 min^{-1} . Naměřené body pro každé otáčky jsou proloženy polynomem prvního stupně. Výsledný trend je pro všechny měřené otáčky, dle teoretických předpokladů. A tedy takový, že mechanické ztráty s rostoucí teplotou oleje klesají vlivem snižující se viskozity oleje.

V následujícím grafu 16 je možné vidět závislost ztrátového výkonu na otáčkách, a to pro různé teploty oleje. Na základě tohoto grafu lze taktéž říci, že byly splněny teoretické předpoklady, neboť ztrátový výkon roste s rostoucími otáčkami.



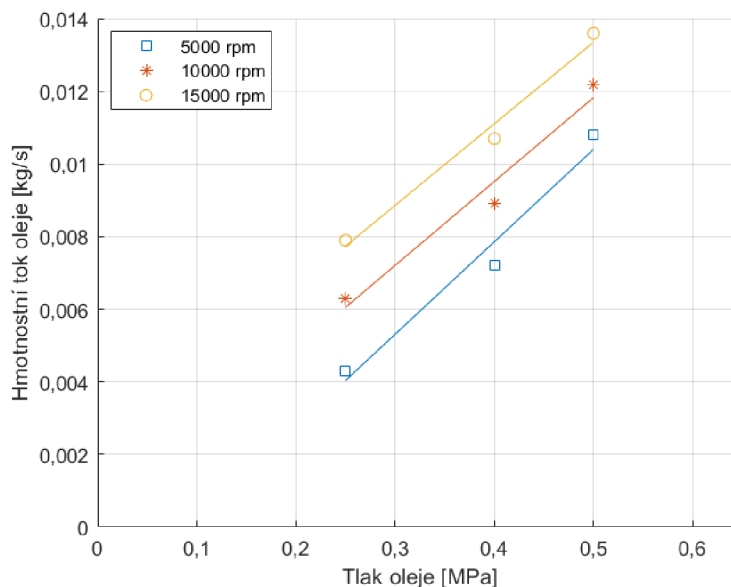
Graf 16 Závislost ztrátového výkonu na otáčkách, při tlaku oleje 0,25 MPa, pro axiální sílu 100 N a teplotu oleje 25 °C, 50 °C a 65 °C.

Další provozní parametr, který byl nastavován při měření a má vliv na mechanické ztráty, je tlak oleje. Závislosti byly vytvořeny pro tři různé tlaky 0,25 MPa, 0,4 MPa a 0,55 MPa. Měření bylo provedeno pro tři různá otáčková spektra 5000 min^{-1} , 10000 min^{-1} a 15000 min^{-1} . Měření pro otáčky 20000 min^{-1} nebylo možné opět provést z důvodu nedostačujícího výkonu elektromotoru, který nedokázal překonat ztráty vlivem vysoké viskozity oleje při nízké teplotě oleje. Naměřené body byly pro každé otáčky proloženy polynomem prvního stupně. Výsledky vykreslené v grafu 17 odpovídají teoretickým předpokladům, kdy s rostoucím tlakem roste i viskozita oleje, a tedy rostou i mechanické ztráty.



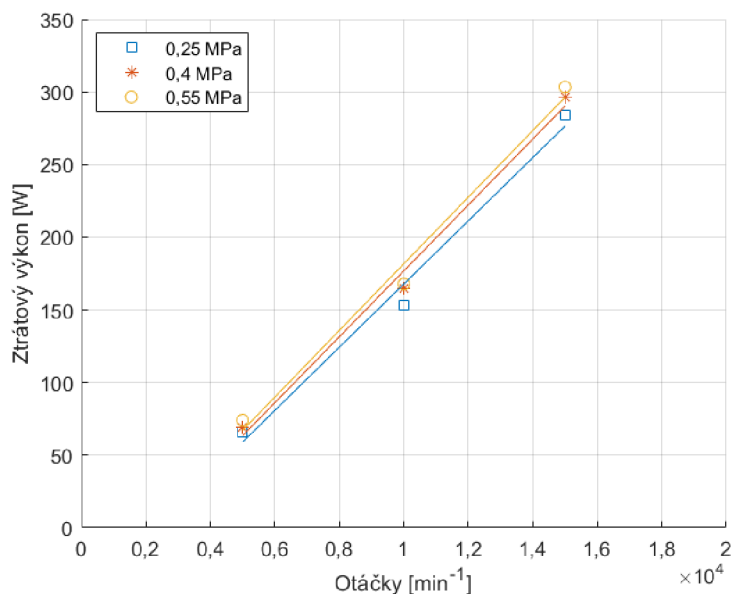
Graf 17 Závislost ztrátového výkonu na tlaku oleje, při teplotě 25 °C, pro axiální sílu 100 N a otáčky 5000, 10000 a 15000 min^{-1} .

Růst ztrátového výkonu s rostoucím tlakem lze vysvětlit následujícím grafem 18. Zde je vykreslena závislost hmotnostního toku na tlaku oleje. Z grafu je zřejmé, že hmotnostní tok s tlakem roste, a tedy dochází k většímu ochlazení ložisek, čímž dojde ke zvýšení viskozity.



Graf 18 Hmotnostní tok oleje v závislosti na tlaku oleje.

Níže uvedený graf 19 pak zobrazuje závislost ztrátového výkonu na otáčkách, pro různé tlaky oleje. Body měření pro jednotlivé otáčky byly proloženy přímkou. Z grafu je zřejmé, že ztráty s tlakem nenarůstají nijak zásadně. Vliv tlaku na viskozitu byl probrán v teoretické části této práce v kapitole 3.4.5. Tento graf taktéž potvrzuje predikci růstu mechanických ztrát s rostoucími otáčkami.



Graf 19 Závislost ztrátového výkonu na otáčkách, při teplotě oleje 25 °C, pro axiální sílu 100 N a tlak oleje 0,25 MPa, 0,4 MPa a 0,55 MPa.

7.10 VYHODNOCENÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU ANALYTICKY DOPOČÍTANÉHO

Ztrátový výkon byl kromě přímého měření také analyticky dopočítáván, tak aby bylo možné porovnat shodu s přímým měřením. Vztahy aplikované k analytickému výpočtu byly použity dle kapitoly 6.1.1 v teoretické části práce. Důležité parametry ložiskového systému pro analytický výpočet byly získány na základě měření, představeného v kapitole 7.2. Další důležité parametry pro tento výpočet byly získány během přímého měření ztrátového výkonu. Těmito parametry jsou teplota oleje, otáčky rotoru a axiální síla.

Ztrátový výkon byl počítán zvlášť pro každé ložisko, a také pro každou jeho mazací vrstvu. Tedy celkový ztrátový výkon se skládá z šesti dílčích ztrátových výkonů. Jde o vnitřní a vnější mazací vrstvu radiálního ložiska u kompresoru, vnitřní a vnější mazací vrstvu radiálního ložiska u turbíny, a jelikož je zde dvojčinné axiální ložisko, ztráty zde byly počítány na obou stranách axiálního ložiska.

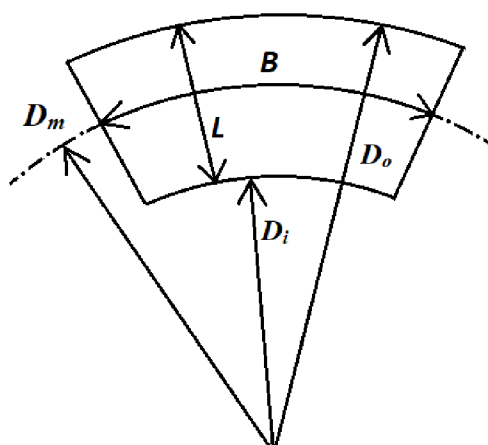
Radiální ložiska u mnou použitého turbodmychadla jsou typu RFRB, což znamená, že radiální kroužek není upevněn ve skříní, ale může se volně otáčet. Pro analytický výpočet byla zvolena hodnota otáčení radiálních kroužků vůči rotoru 20 %. Třecí moment v radiálních ložiscích byl počítán dle vztahů (51), (52) a (53). Excentricita v radiálních ložiscích byla uvažována $e = 0$. Jde o zjednodušení, které nebude mít na celkový výsledek zásadní vliv, jelikož na rotor z obou stran působí magnetické síly, které rotor vystředují. Třecí výkon pak byl dopočítán ze vztahu (63).

Vlivem aplikace axiálního zatížení, při přímém měření docházelo ke změně teploty oleje v mazací mezeře, to mělo za následek i změnu viskozity oleje, jak již bylo zmíněno v kapitole 3.4.4. Jelikož jde o parametr, který má vliv na analytický výpočet, byla hodnota viskozity dopočítávána v závislosti na aktuální teplotě oleje. Pro výpočet viskozity byl použit aproximační vztah dle Vogela (6) uvedený v kapitole 3.4.4. Pro přepočítání viskozity byla použita teplota na výstupu z turbodmychadla a potřebné konstanty dle výrobce [34]. Závislost dynamické viskozity na teplotě, pro olej plnicí normu SAE 0W-30, použitý při tomto měření je možné vidět v grafu 2 uvedeném v kapitole 7.6.

Tak, aby bylo možné zanést do analytického výpočtu axiálního ložiska i axiální zatížení, aplikované během přímého měření, byla v každém časovém kroku dopočítávána třecí síla v závislosti na měnící se tloušťce mazací mezery v axiálním ložisku. Tloušťka mazací mezery pak byla dopočítávána na základě reakce vzniklé v činné ploše axiálního ložiska (*viz Obr. 58*), dle vztahu [13]:

$$W = \frac{6U\eta B^2 Lz}{K^2 h_0^2} \left(-\ln(K + 1) + \frac{2K}{K + 2} \right), \quad (64)$$

kde K je tzv. konvergenční poměr, W je únosnost ložiska, h_0 je tloušťka olejového filmu na začátku šikmé plochy, z je počet elementů v ložisku.

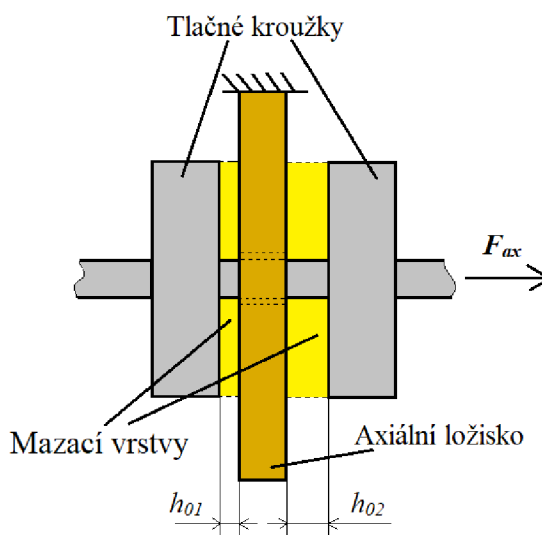


Obr. 58 Rozměry elementu axiálního ložiska.

Vzhledem k tomu, že se jedná o dvojčinné axiální ložisko, byla únosnost ložiska počítána vždy na obou stranách. Rozdíl těchto dvou únosností pak dává axiální zatížení ložiska a lze pak tedy zapsat:

$$F_{ax} = W_1 - W_2, \quad (65)$$

kde F_{ax} je axiální zatížení ložiska, W_1 a W_2 jsou únosnosti na jednotlivých stranách axiálního ložiska.



Obr. 59 Zobrazení vůlí v axiálním ložisku.

Rozměr h_{01} a h_{02} byly vždy dopočítávány tak, aby vzniklo potřebné axiální zatížení (viz Obr. 59). K výpočtu rozměrů h_{01} a h_{02} byla využita metoda půlení intervalů. Jakmile byly získány potřebné rozměry h_{01} a h_{02} , bylo možné pro dané axiální zatížení dopočítat třecí sílu, moment a následně ztrátový výkon. Třecí síla byla počítána dle vztahu (55), a to pro každou stranu axiálního ložiska zvlášť. Výsledkem tedy byla třecí síla F_1 a F_2 .

Dílčí třecí momenty byly dopočítány následovně:

$$M_{t_ax1} = F_1 \frac{D_m}{2}, \quad (66)$$

$$M_{t_ax2} = F_2 \frac{D_m}{2}, \quad (67)$$

kde D_m je střední průměr elementu (viz Obr. 58), M_{t_ax1} a M_{t_ax2} jsou třecí momenty na jednotlivých stranách axiálního ložiska.

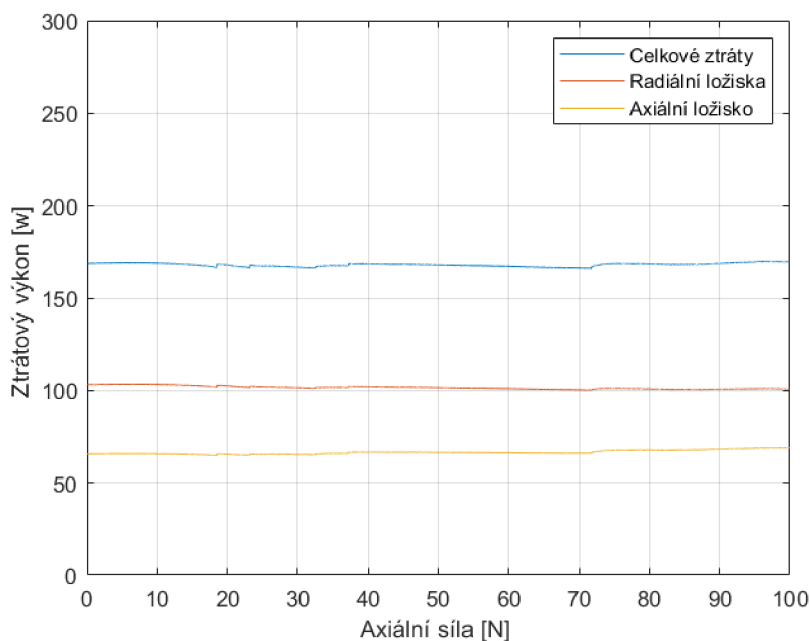
Celkový třecí moment byl posléze dopočítán následovně:

$$M_{t_ax} = M_{t_ax1} + M_{t_ax2}, \quad (68)$$

kde M_{t_ax} je celkový třecí moment v axiálním ložisku.

Ztrátový výkon pak byl dopočítán ze vztahu (65).

V následujícím grafu 20 je možné vidět vykreslení ztrátového výkonu, analyticky dopočítaného v závislosti na axiálním zatížení. V grafu je vyneseno jednak celkový ztrátový výkon, ale také výkon dopočítaný pro jednotlivé druhy ložisek, a tedy axiální ložisko a radiální ložiska. Mechanické ztráty také vznikají v těsnicích kroužcích, ale jejich analytický výpočet byl značně komplikovaný a nepřesný, a proto zde nejsou zahrnuty. Dle mého předpokladu měli největší mechanické ztráty vznikat v místě axiálního ložiska. Jak je vidět z grafu 21, ztráty na základě analytického výpočtu v axiálním ložisku jsou naopak menší, než v radiálních ložiskách. Tento fakt lze přisoudit několika příčinám. První příčinou by mohla být nepřesnost při měření vůle axiálního ložiska a následně její dopočet odpovídající axiálnímu zatížení.



Graf 20 Závislost analyticky stanoveného ztrátového výkonu na axiální síle, pro otáčky 15000 min^{-1} , při teplotě oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku oleje $0,4 \text{ MPa}$.

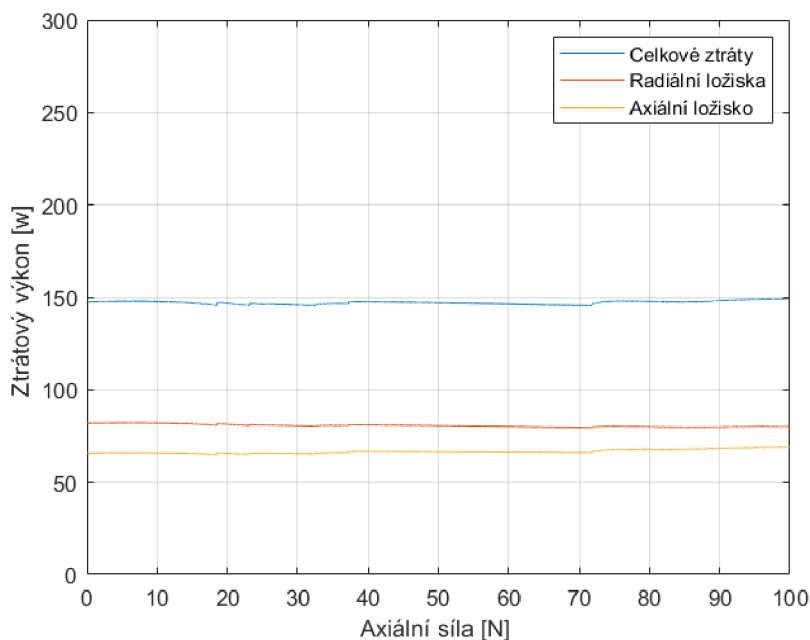
Druhá příčina způsobující převahu ztrát v radiálních ložiskách je, podle mého názoru také fakt, že teplota oleje byla měřena jednotně pro obě ložiska, nikoliv zvlášť. Další příčina je také jistě nepřesnost vzniklá na čepu radiálního ložiska při výrobě náhrady původního rotoru. Touto nepřesností došlo pro axiální zatížení 0 N ke snížení vnitřní vůle v radiálním ložisku u kompresoru o 37,7 %, čímž došlo k navýšení ztrát z pohledu onoho radiálního ložiska o 61 %, z pohledu radiálních ložisek o 26 % a z pohledu celkových ztrát pak o 14,5 %. Tyto hodnoty jsou taktéž přehledně zpracovány v tabulce 17. Následující graf 21 znázorňuje dopočítaný ztrátový výkon, který by odpovídal stavu bez výrobní nepřesnosti. Zde jak je vidět, již došlo ke zmenšení rozdílu ztrát v axiálním ložisku a ztrát v ložiskách radiálních.

Tab. 17 Vyhodnocení vlivu chyby výroby, pro otáčky 15000 min^{-1} , axiální zatížení 0 N, teplotu oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlak oleje 0,4 MPa.

	Vůle v ložisku [mm]	Relativní odchylka vůle [%]	Celkový ztrátový výkon [W]	Absolutní odchylka výkonu [W]	Relativní nárůst výkonu pro daného ložisko [%]	Relativní nárůst výkonu v rámci radiálních ložisek [%]	Relativní nárůst výkonu v rámci celkových ztrát [%]
Hodnoty s požadovanou vůlí	0,0125		147,7				
Hodnoty s naměřené vůle	0,007778	37,7	168,8	21,4	61,0	26,0	14,5

Dále je možné z těchto grafů vidět, že radiální ložiska mají dle očekávání sestupný trend ztrátového výkonu se zvyšujícím se axiálním zatížením. To je dáno režimem provozování při ustálených otáčkách, kdy vlivem zvyšujícího se axiálního zatížení dochází k oteplení olejové vrstvy v axiálním ložisku. Ohřátý olej je pak promíchán s olejem proudícím kolem radiálních ložisek, čímž dojde ke snížení dynamické viskozity oleje, což má za následek snížení ztrátového výkonu.

Axiální ložisko, má dle očekávání s rostoucím axiálním ztížením vzestupný trend ztrátového výkonu. Zde snižující se viskozita oleje vlivem ohřívání mazací vrstvy nemá tak velký význam ve vztahu ke konečnému ztrátovému výkonu. Daleko větší význam zde má snižování mazací mezery, a ta jak je možno vidět ve vztahu (55) má zásadní vliv na ztrátový výkon generovaný v axiálním ložisku. Porovnání analyticky dopočítaného ztrátového výkonu a přímo měřeného výkonu proběhne v samostatné kapitole 7.12.



Graf 21 Závislost analyticky stanoveného ztrátového výkonu na axiální síle, pro otáčky 15000 min^{-1} , při teplotě oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku oleje $0,4 \text{ MPa}$. Graf je vykreslen pro stav bez výrobní nepřesnosti na radiálním ložisku.

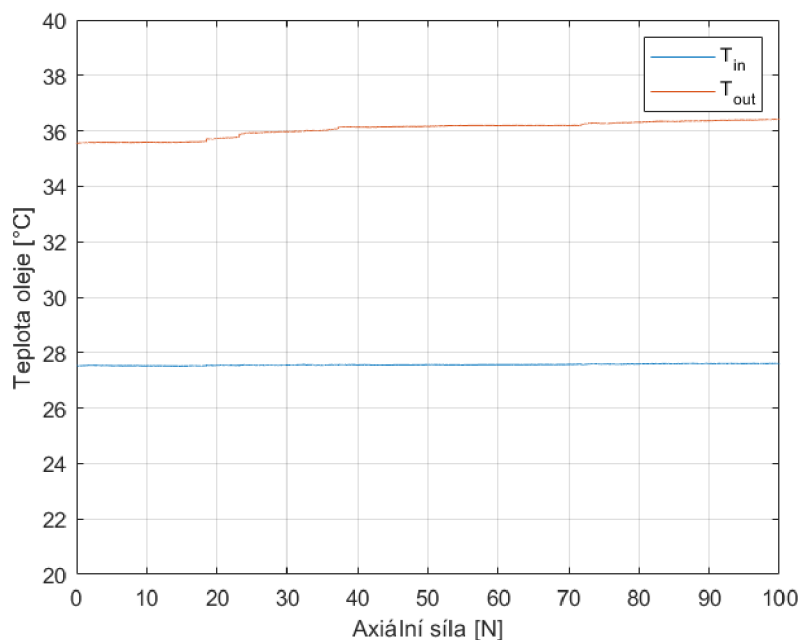
7.11 VYHODNOCENÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU STANOVENÉHO Z OTEPLENÍ MAZACÍ VRSTVY

Jak již bylo zmíněno, jednou z možností jak určit mechanické ztráty, je jejich stanovení z oteplení mazací vrstvy. Stanovení ztrátového výkonu proběhlo na základě poznatků shrnutých v kapitole 6.1.2. Konkrétně pak byl použit vztah pro sdílení tepla prouděním, uveden v rovnici (69).

$$P_z = \dot{m}c_t\Delta T. \quad (69)$$

Důležité hodnoty vstupující do tohoto výpočtu byly použity z přímého měření ztrátového momentu. Paralelně s tímto měření probíhalo i měření teploty oleje na vstupu a výstupu turbodmychadla.

V následujícím grafu 22 lze vidět průběh teplot oleje na vstup a výstupu turbodmychadla v závislosti na axiálním zatížení. Z tohoto grafu je patrné, že se zvyšujícím se axiálním zatížením dochází ke zvyšování teploty oleje na výstupu z turbodmychadla, což je následkem zvyšujícího se ztrátového výkonu přeměňujícího se v tepelnou energii. Použitím vztahu (69) je pak možné z rozdílu teplot na vstupu a výstupu dopočítat ztrátový výkon.



Graf 22 Průběh teploty oleje v závislosti na axiální síle, pro otáčky 15000 min^{-1} , při tlaku oleje 0,4 MPa, T_{in} – teplota na vsupu turbodmychadla, T_{out} – teplota na výstupu turbodmychadla.

Při výpočtu bylo nutné v závislosti na měnící se teplotě oleje přepočítávat hodnotu měrné tepelné kapacity, která jak je známo svoji hodnotu s teplotou mění. Hodnota měrné tepelné kapacity byla použita dle výrobce oleje [34]. Její hodnota při 20 °C je $1879,6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a její hodnota byla přepočítávána dle následujícího vztahu [9].

$$c_t = a_{1c}T + a_{2c}, \quad (70)$$

kde a_{1c}, a_{2c} jsou konstanty [34].

Hustota oleje při 20 °C byla uvažována $865,36 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Její hodnota pak byla při výpočtu taktéž přepočítávána dle aktuální teploty oleje z následujícího vztahu [9]

$$\rho = a_{1\rho}T + a_{2\rho}, \quad (71)$$

kde $a_{1\rho}, a_{2\rho}$ jsou konstanty [34].

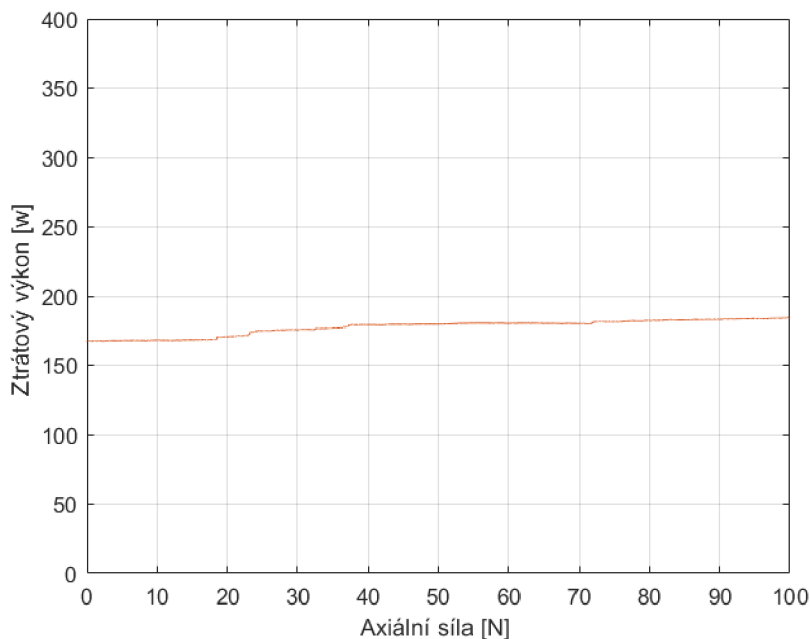
Pro přepočet hustoty oleje a měrné tepelné kapacity byla použita teplota oleje na výstupu z turbodmychadla T_{out} .

Při měření přímého ztrátového momentu byl také zaznamenáván velice důležitý parametr, a to hmotnostní tok oleje. Ten byl doložen z aktuální hustoty oleje a hodnoty objemového toku, měřeného průtokoměrem SKF:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q, \quad (72)$$

kde ρ je hustota oleje, Q je objemový tok oleje turbodmychadlem.

Průběh ztrátového výkonu, stanoveného z oteplení mazací vrstvy v závislosti na axiálním zatížení, je možné vidět v grafu 23. Tento graf byl zvolen pro ukázkou za všechny provedené měření. Podmínky při tomto měření byly nastaveny na ustálené otáčky 15000 min^{-1} , teplota oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlak oleje $0,4 \text{ MPa}$. K výpočtu ztrátového výkonu z oteplení mazací vrstvy docházelo paralelně s vyhodnocením u všech měření, kde bylo provedeno přímé měření ztrátového momentu. Jak je možné vidět, ztrátový výkon dle předpokladu roste se zvyšujícím se axiálním zatížením. Porovnání se ztrátovým výkonem přímo měřeným bude provedeno v samostatné kapitole 7.12.



Graf 23 Závislost ztrátového výkonu stanoveného z oteplení mazací vrstvy na axiální síle, pro otáčky 15000 min^{-1} , při teplotě oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku oleje $0,4 \text{ MPa}$.

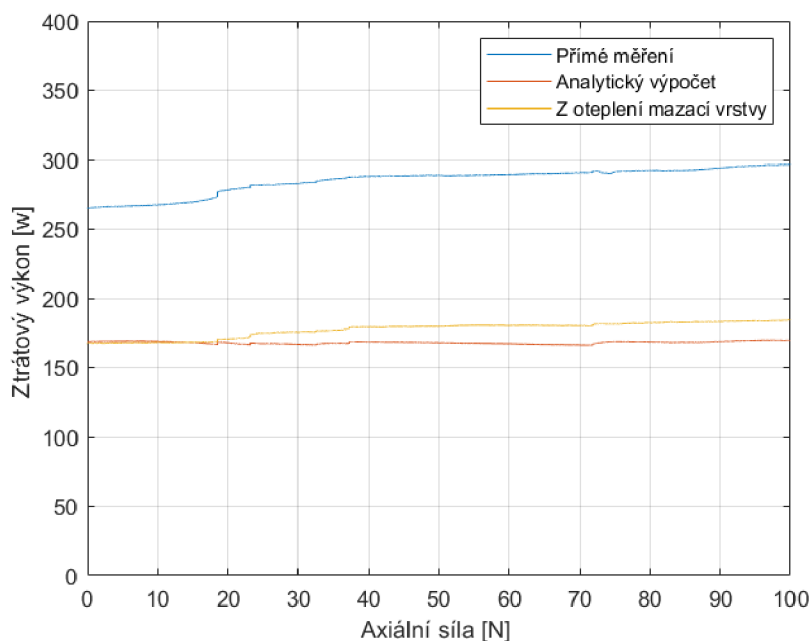
7.12 POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH METOD STANOVENÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU

V následujícím grafu 24 je možné vidět průběh ztrátových výkonů v závislosti na axiální síle stanovených různými metodami. Jak již bylo zmíněno, jednotlivé metody stanovení ztrátového výkonu byly použity při všech měřeních. Za všechny měření pak bylo vybráno měření, které bylo představeno i v předchozích kapitolách, a tedy při otáčkách 15000 min^{-1} , teplotě oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku oleje $0,4 \text{ MPa}$.

Jak je možné vidět v grafu 24, ztrátové výkony stanovené jednotlivými metodami se vzájemně liší. Ztrátový výkon stanovený z oteplení mazací vrstvy se vzhledem k přímo měřenému výkonu liší pro graf 24 v průměrně o 38 % a ztrátový výkon analyticky dopočítaný se pak vzhledem k přímo měřenému výkonu liší v průměru o zhruba 41 %. V tabulce 18 jsou pak zobrazeny výsledky pro všechny měření.

V případě metody stanovení z oteplení mazací vrstvy, lze tuto odchylku přisuzovat nepříliš přesnému měření průtoku oleje turbodmychadlem. Nepřesné výsledky lze také přisuzovat způsobu, kterým měření probíhalo, to je popsáno v kapitole 7.9. Další možná příčina této odchylky je fakt, že jisté množství tepla generovaného vlivem tření odchází do skříně turbodmychadla a dále do masivního držáku, v němž je skříň upevněna. V případě, že by tato metoda byla použita za reálného provozu turbodmychadla, pak by naopak teplo od výfukových plynů ovlivňovalo ohřívání mazací vrstvy. O této metodě lze tedy říci, že není příliš přesná a tedy vhodná k vyhodnocení ztrátového výkonu, jelikož je zde mnoho zásadních faktorů, kterými lze výsledky velice ovlivnit. Co se metody analytického výpočtu ztrátového výkonu týče, její nedostatky a jejich příčiny již byly částečně uvedeny v kapitole 7.10.

V obou případech srovnávaných metod stanovení ztrátového výkonu, má ale jistě také vliv jisté zjednodušení ze strany měřeného průtoku a teplot oleje. Je zřejmé, že průtoky oleje nejsou vlivem geometrie vnitřního prostoru skříně turbodmychadla stejné na radiálních a axiálních ložisku, ale také v jednotlivých vrstvách v rámci jednoho ložiska. Taktéž teplo generované vlivem tření je v jednotlivých místech ložiskového systému rozdílné. Tomu by pak odpovídala i rozdílná dynamická viskozita, hustota a měrná tepelná kapacita oleje v jednotlivých místech ložiskového systému, a s tím související i změna hmotnostních toků. V případě všech metod stanovení ztrátového výkonu bylo provedeno zjednodušení jak ze strany průtoku oleje, tak ze strany generovaného tepla a tedy nebyla uvažována více zmíněná fakta.



Graf 24 Závislost ztrátového výkonu na axiální síle pro jednotlivé metody stanovení ztrátového výkonu, při otáčkách 15000 min^{-1} , teplotě oleje $25 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku oleje $0,4 \text{ MPa}$.

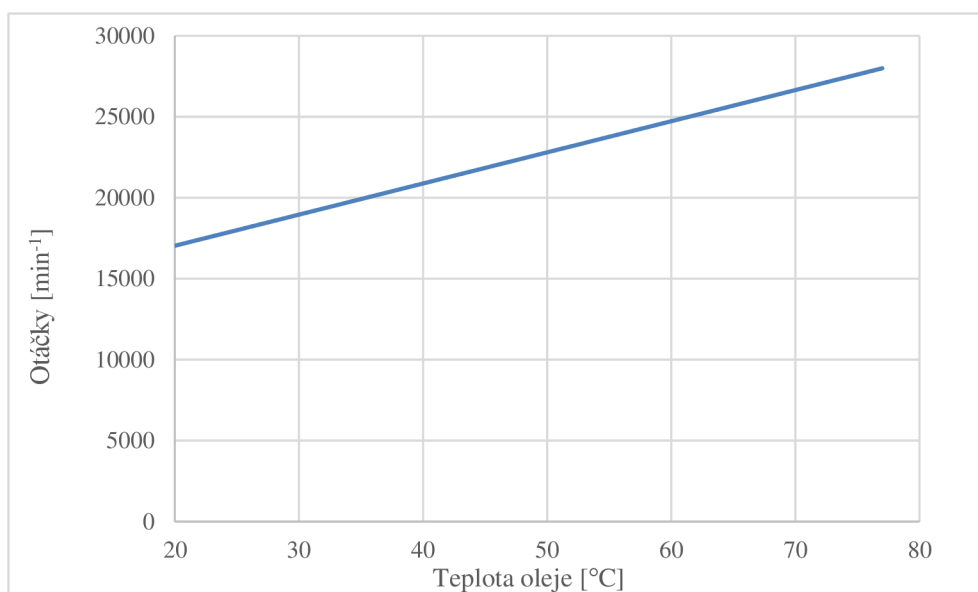
Tab. 18 Absolutní a relativní odchylky výsledků pro jednotlivé metody stanovení ztrátového výkonu.

Režim	25 °C, 0,25 MPa			25 °C, 0,5 MPa			50 °C, 0,25 MPa	
Otáčky	5000	10000	15000	5000	10000	15000	5000	10000
	Analyticky stanovený výkon vzhledem k přímo měřenému výkonu							
Rozdíl [W]	34,1	59,5	101,5	37,1	69,4	109,1	22,2	54,8
Rozdíl [%]	55,1	40,4	37,2	58,4	42,9	38,3	64,3	56,1
	Výkon stanovený z oteplení mazací vrstvy vzhledem k přímo měřenému výkonu							
Rozdíl [W]	36,3	80,6	120,8	17,97	52,2	83,2	20,6	23,3
Rozdíl [%]	58,7	54,7	44,3	28,3	32,4	29,2	59,5	23,9
Režim	50 °C, 0,25 MPa		65 °C, 0,25 MPa		24 °C, 0,4 MPa			
Otáčky	15000	20000	10000	20000	5000	10000	15000	20000
	Analyticky stanovený výkon vzhledem k přímo měřenému výkonu							
Rozdíl [W]	104,9	150,2	46,1	178,6	37,4	64,6	116,4	134,3
Rozdíl [%]	54,0	51,8	64,1	64,6	57,4	40,9	41	38,6
	Výkon stanovený z oteplení mazací vrstvy vzhledem k přímo měřenému výkonu							
Rozdíl [W]	25,7	75,9	46,5	51,3	35,4	66,6	107,6	23,4
Rozdíl [%]	13,2	26,2	65,2	18,5	54,3	42,5	37,8	6,7

7.13 MOŽNOSTI ZKUŠEBNÍHO STAVU

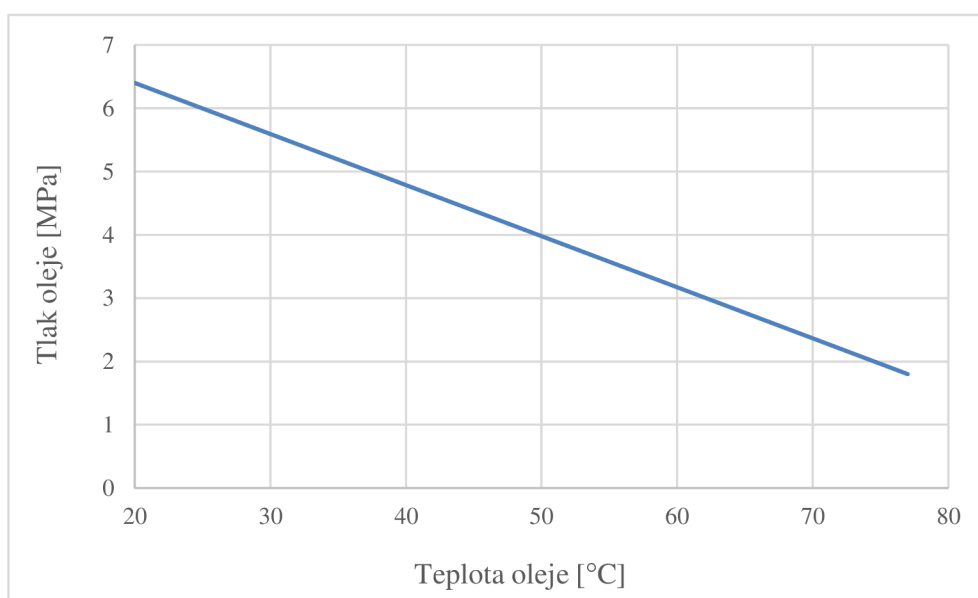
Na základě provedených měření, které měli prokázat funkčnost zkušebního stavu, je také možné stanovit možnosti a limity tohoto stavu, které jsou potřebné z hlediska provádění a plánování následujících měření. Většina omezujících faktorů již byla v průběhu práce zmíněna, avšak považují za vhodné tyto faktory shrnout a popsat na jednom místě a vytvořit příslušné závislosti pro jednodušší orientaci.

Jako hlavním omezením se ukázal elektromotor s nevhodným průběhem výkonu a momentu v závislosti na otáčkách. To se projevilo nedostatečným výkonem při daných otáčkách. Jak již bylo zmíněno, výkon potřebný k překonání ztrát klesá s rostoucí teplotou oleje. Z tohoto důvodu byla vytvořena závislost maximálních otáček na teplotě oleje v mazacím okruhu. Maximální otáčky se pohybují v rozsahu (17038 – 28000) min⁻¹. Závislost je možné vidět v grafu 25. Maximální otáčky také klesají s rostoucím tlakem oleje v okruhu. Tato závislost je pak patrná z grafu 27. O rozsahu otáček lze říci, že nevyhovuje reálným podmínkám provozování turbodmychadla.



Graf 25 Závislost maximálních otáček na teplotě oleje.

Další parametr, který je možné v rámci zkušebního stavu regulovat je tlak oleje v mazacím okruhu. Maximální hodnota je závislá na aktuálních otáčkách rotoru a teplotě oleje. Maximální tlak s oběma rostoucími parametry klesá. Obecně lze tlak regulovat v rozsahu (0 – 0,6) MPa. Závislost maximálního tlaku na teplotě oleje a otáčkách je vykreslena v grafu 26.

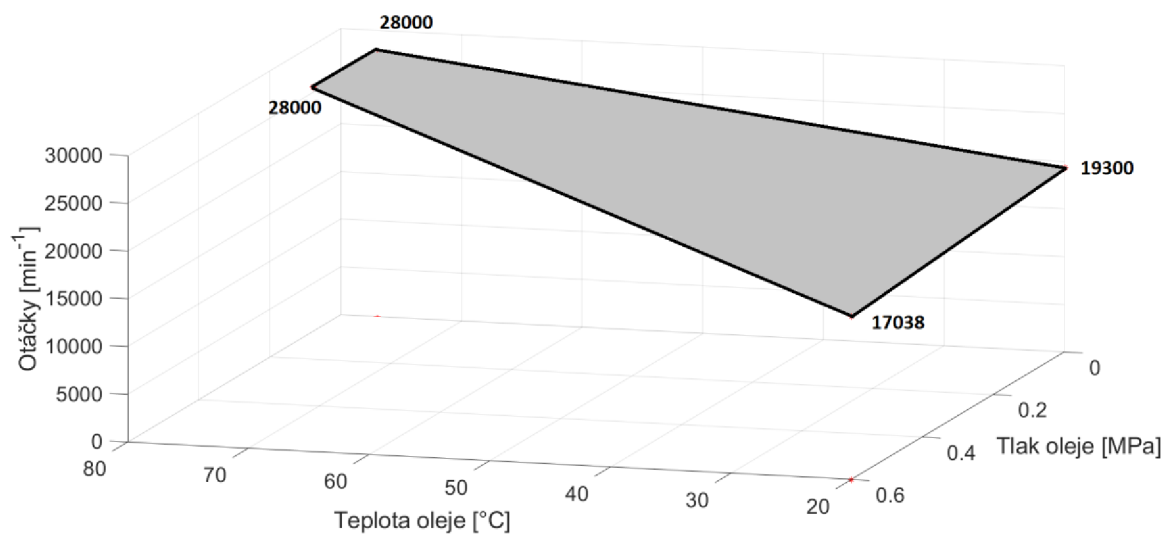


Graf 26 Závislost maximálního tlaku oleje na teplotě oleje.

Dalším omezením je provozní teplota oleje v mazacím okruhu, teplota je omezena maximální možnou teplotou součástí umístěných v mazacím okruhu. Většina součástí má maximální provozní teplotu nad 100 °C, ovšem jedna součást konkrétně průtokoměr SKF má

maximální provozní teplotu při krátkodobém použití 80 °C a v případě dlouhodobého provozování jen 65 °C. Toto omezení nejprve způsoboval samotný systém ohřívání oleje. Ohřívání oleje trvalo příliš dlouho, zhruba čtyři hodiny a nebylo možné se dostat nad 60 °C. Tyto nedostatky byly ovšem odstraněny a nyní je možné se na maximální teplotu dostat do jedné a půl hodiny. Využitelný rozsah teplot je tedy (20 – 77) °C. Z pohledu rozsahu provozních teplot lze říci, že taktéž neodpovídají plnému rozsahu v reálném provozu, lze jej ale považovat za dostatečný.

V následujícím grafu 27 je vykreslena závislost všech tří zmíněných parametrů, které omezují možnosti zkušebního stavu.



Graf 27 Vykreslení pracovní oblasti zkušebního stavu z pohledu tlaku oleje, teploty oleje a otáček.

Parametr, který se v reálném provozu dále mění, je axiální zatížení rotoru. Díky původnímu slabému magnetu bylo maximální zatížení axiálního ložiska 40 N. Po nahrazení neodmyslovým magnetem, došlo k navýšení a rozšíření rozsahu možnosti nastavení axiálního zatížení. Rozsah axiálního zatížení je tedy (0 – 125) N. Průběh síly v závislosti na vzduchové mezeře je možné vidět v grafu 4 v kapitole 7.7.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provedení rešerše problematiky mechanických ztrát v turbodmychadle, sestavení zkušebního stavu pro realizaci technických experimentů a následné ověření možností stavu pro měření třecích ztrát turbodmychadla. Z provedené rešerše vyplynulo, že mechanické ztráty v turbodmychadle jsou převážně tvořeny ztrátami v ložiskovém systému. Systém těsnicích kroužků se na těchto ztrátách nepodílí nijak zásadně. Ztráty kluzných ložisek jsou pak hlavně závislé na viskozitě oleje, ta je silně závislá na teplotě oleje, tlaku oleje a smykové rychlosti. Tyto závislosti byly detailněji popsány v kapitolách 3.4.4, 3.4.5 a 3.4.7. Z provedené rešerše tedy plyne, že pro hlubší porozumění ztrát v ložiskovém systému a jejich identifikaci, je potřebné mít možnost výše uvedené parametry nezávisle na sobě měnit.

V rešerši byly dále v kapitole 6 popsány způsoby stanovení mechanických ztrát, včetně jejich kladných a záporných stránek. Mezi nimi byla i metoda stanovení ztrát z oteplení mazací vrstvy a stanovení ztrát analytickým výpočet. Tyto dvě metody byly v experimentální části aplikovány společně, s přímým měřením ztrátového momentu. Porovnání metod proběhlo v kapitole 7.12. Výsledky těchto metod se liší, oproti přímému měření v rozmezí (7 – 65) %.

V případě přímého měření ztrát, byla zvolena varianta, kdy k roztočení rotoru byl použit elektromotor. Díky tomu mohly být odstraněny lopatky z kompresorového a turbínového kola, čímž došlo k eliminaci nepřesnosti měření, kterou zde vnašely ztráty vířením od lopatek. Po provedeném měření se ovšem ukázalo, že elektromotor tvoří značnou část omezení tohoto zkušebního stavu. To má za následek omezení maximálních otáček. Při teplotě oleje 25 °C a tlaku 0,25 MPa, je možné rotor roztočit pouze na 19300 min⁻¹, při teplotě oleje 77 °C jsou maximální otáčky 28000 min⁻¹. Pro získání ztrátového výkonu, při vyšších otáčkách by bylo nutné výsledky extrapolovat.

Co se dalšího omezení ze strany provozních parametrů týče, z provedených měření plyne následující. Teplotu oleje lze regulovat v rozsahu (20 – 77) °C. Tlak oleje je možné nastavit v rozsahu (0 – 0,6) MPa, a to v závislosti na teplotě a otáčkách (*viz graf 27*). S rostoucí teplotou oleje rozsah tlaku klesá (*viz graf 26*), kdy při teplotě 77°C je maximální tlak v okruhu jen 0,18 MPa. Zatížení axiálního ložiska je možné regulovat v rozsahu (0 – 125) N. Tento rozsah odpovídá zatížení v reálném turbodmychadle.

Na základě provedených zkušebních měření lze říci, že byla ověřena funkčnost zkušebního stavu a prokázána opakovatelnost měření, je tedy možné provádět sérii dalších podrobnějších měření. Měření lze provádět v reálných podmínkách s ohledem na tlak oleje a axiální zatížení. Reálné podmínky s ohledem na otáčky rotoru a teplotu oleje dodrženy nejsou.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA. *Nářizení evropského parlamentu a rady (es) č. 443/2009*. Eur-lex.europa.eu [online], 2009 [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1574605577868&uri=CELEX:32009R0443>.
- [2] EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA. *Nářizení evropského parlamentu a rady (es) č. 510/2011*. Eur-lex.europa.eu [online], 2011 [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1580125124460&uri=CELEX:32011R0510>.
- [3] EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA. *Nářizení evropského parlamentu a rady (EU) č. 2019/631*. Eur-lex.europa.eu [online], 2019 [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1574607290231&uri=CELEX:32019R0631>.
- [4] EVROPSKÝ PARLAMENT A RADA. *Pařížská dohoda*. Eur-lex.europa.eu [online], 2016 [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=celex:22016A1019\(01\)#document1](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=celex:22016A1019(01)#document1).
- [5] NGUYEN-SCHÄFER, H. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Second edition. Cham: Springer, 2015, 362 s. ISBN 978-3-319-17643-7.
- [6] HEISLER, H. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.
- [7] DELLIS, P., EVAGGELOS, R. ALCIBIADES, G., ELIAS, G. a A. PESYRIDIS. Turbocharger Lubrication – Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*. 2013, 2(1). ISSN 2146-9067.
- [8] ROMAIN, N. *New Continental turbocharger with raax turbine technology*. Car-engineer.com [online], 2016 [cit. 2019-11-15]. Dostupné z: <http://www.car-engineer.com/new-conti-turbocharger-raax-turbine/#prettyPhoto>.
- [9] NOVOTNÝ, P. *Teorie mazání. pdf.*, [Přednášky] Studijní opory VUT v Brně, 2019.
- [10] MATĚJOVSKÝ, V., NOVÁK, K., a NĚMEC, K., J. *Spalovací motory. III. 3.* přepracované vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994, 165 s. ISBN 80-01-01116-X.
- [11] STRIBECK, R. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Berlín: Springer, 1903.
- [12] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů. II, Hřídele, tribologie, ložiska*. 3. vyd. Brno: PC DIR, 1996, 215 s. ISBN 80-214-0829-4.
- [13] STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. *Engineering Tribology*. 3. vyd. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, 744 s. ISBN 0-7506-7836-4.
- [14] HOLEČEK, O. *Reologické chování tekutin*. Fchi.vcsht.cz [online], [cit. 2020-2-16]. Dostupné z: <https://fchi.vcsht.cz/files/uzel/0010367/0047~~C3KODwtRSE3JLAEA.pdf>

- [15] MESMAEKER, D., D. *The challenges of a low HTHS viscosity*. Q8oils.com [online], 2017 [cit. 2019-11-12]. Dostupné z: <https://www.q8oils.com/automotive/low-viscosity-challenges>.
- [16] HAMROCK, B. J., SCHMID, S. R. a B. O. JACOBSON. *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2. vyd. New York: Marcel Dekker, 2004. ISBN 0-8247-5371-2.
- [17] POŠTA, J. *Oprávenství a diagnostika III: pro 3. ročník UO Automechanik. 2., aktualiz. vyd.* Praha: Informatorium, 2010, 182 s. ISBN 978-80-7333-073-6.
- [18] X-ENGINEERING. *How turbochargers work*. X-engineering.org [online], [cit. 2020-1-25]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/how-turbochargers-work/>.
- [19] NOVOTNÝ, P. *Dynamika rotorů turbodmychadel II. pdf.*, [Přednášky] Studijní opory VUT v Brně, 2019.
- [20] HYBRIDTURBOS. *Journal bearing vs ball bearing*. Hybridturbos.com [online], 2018 [cit. 2020-1-21]. Dostupné z: <https://www.hybridturbos.com/technical/journal-vs-ball-bearing>.
- [21] NOVOTNÝ, P. *Dynamika rotorů turbodmychadel I. pdf.*, [Přednášky] Studijní opory VUT v Brně, 2019.
- [22] NOVOTNÝ, P. *Khuzná ložiska. pdf.*, [Přednášky] Studijní opory VUT v Brně, 2019.
- [23] ANTON PARR GMBH. *Viscosity of Engine Oil*. Wiki.anton-paar.com [online], [cit. 2019-11-16]. Dostupné z: <https://wiki.anton-paar.com/en/engine-oil/>.
- [24] PODEVIN P., TOUSSAINT M, RICHARD G, FARINOLE G. *Performances of turbochargers at low speed*. Vydáno v rámci kongresu SYMKOM02. Polsko 2002, [online], [cit. 2019-12-18]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/299347458_Performances_of_turbocharger_at_low_speed.
- [25] PODEVIN P, DESCOMBES G, CLENCI A, ZAHARIA C. *Researches regarding mechanical efficiency evaluation at turbochargers*. Vydáno v rámci kongresu International Automotive. Rumunsko 2004, [online], [cit. 2019-12-18]. Dostupné z: <https://ad-astra.ro/2006/05/25/researches-regarding-mechanical-efficiency-evaluation-at-turbochargers/>.
- [26] M. DELIGANT, P. PODEVIN, G. DESCOMBES. *Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses*. France 2012, [online], [cit. 2019-12-18]. Dostupné z: <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0360544212000047>.
- [27] FOLTA, Z. *Přesnost měření.ppt.*, [Přednášky] Studijní opory VŠB v Ostravě, 2019, Homel.vsb.cz, [online], [cit. 2020-5-5]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~fol20/>.
- [28] LABVIEW, National Instruments [software], [cit. 2020-5-18]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/shop/labview.html>. Požadavky na systém: Windows 10 (version

1809)/8.1 Update 1²/7 SP1³ Windows Server 2012 R2² Windows Server 2008 R2 SP1³; velikost: 5 GB.

- [29] DAQ EXPRESS, National Instruments [software], [cit. 2020-5-12]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/support/downloads/software-products/download.daqexpress.html#346242>. Požadavky na systém: Windows 10/8.1¹/7 SP1²; velikost: 4 GB.
- [30] MATLAB, The MathWorks, Inc. [software], [cit. 2020-5-15]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>. Požadavky na systém: Windows 10, Windows 8.1, Windows 7, Service Pack 1, Windows Server 2016, Windows Server 2012 R2, Windows Server 2012; velikost: 22 GB.
- [31] POLÁK. *Měření magnetické indukce permanentního magnetu*. [online], [cit. 2020-3-22]. Dostupné z: http://vnuf.cz/sbornik_old/rozsirene/Polak/13_Polak.html.
- [32] NATIONAL INSTRUMENT. *Calculating absolute accuracy or system accuracy*. USA 2020, [online], [cit. 2020-5-18]. Dostupné z: <https://www.ni.com/cs-cz/support/documentation/supplemental/18/calculating-absolute-accuracy-or-system-accuracy.html>.
- [33] DIXELL. *Návod k instalaci o obsluze XR10CX.pdf*. [online], [cit. 2020-2-2]. Dostupné z: <https://www.logitron.cz/produkt-2033/termostat-dixell-xr10cx-5p0h1-pro-topeni-s-20a-rele.html>.
- [34] CASTROL. *Informace o produktu Castol 0W-30*. Castol.com. Polsko 2018, [online], [cit. 2020-4-10]. Dostupné z: [https://msdspds.castrol.com/msdspds/msdspds.nsf/CastrolSearch?OpenForm&c=Czech%20Republic%20\(CZ\)&l=Czech%20\(CZ\)&sitelang=CZ&output=Full](https://msdspds.castrol.com/msdspds/msdspds.nsf/CastrolSearch?OpenForm&c=Czech%20Republic%20(CZ)&l=Czech%20(CZ)&sitelang=CZ&output=Full)

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Plocha
AA	[V]	Absolutní přesnost
a	[-]	Konstanta
a_{1c}	[-]	Konstanta
a_{2c}	[-]	Konstanta
$a_{1\rho}$	[-]	Konstanta
$a_{2\rho}$	[-]	Konstanta
A_j	[m ²]	Plocha čepu
B	[m]	Šířka desky
b	[-]	Konstanta
c	[m]	Vůle ložiska
c_1	[m]	Ložisková vůle mezi čepem a ložiskem
c_2	[m]	Ložisková vůle mezi ložiskem a skříní
c_t	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita
c_η	[-]	Konstanta
D	[m]	Průměr ložiska
d	[-]	Konstanta
dx	[m]	Rozměry elementu
dy	[m]	Rozměry elementu
dz	[m]	Rozměry elementu
D_m	[m]	Střední průměr
e	[m]	Excentricita
F	[N]	Síla
F_{ax}	[N]	Axiální zatížení axiálního ložiska
F_{CW}	[N]	Součet sil působících na kompresorové kolo
F_f	[N]	Třecí síla
\vec{F}_J	[N]	Impulzní síla
F_o	[N]	Výsledná únosnost ložiska
\vec{F}_p	[N]	Tlaková síla
\vec{F}_R	[N]	Reakční síla působící na kontrolní objem
F_{r_o}	[N]	Únosnost ložiska ve směru minimální mezery
F_T	[N]	Tahová síla

$F_{T,ax}$	[N]	Výsledná tahová síla zatěžující axiální ložisko
F_{TW}	[N]	Součet sil působících na turbínové kolo
F_{to}	[N]	Únosnost ložiska ve směru kolmém na minimální mezery
GE	[%]	Chyba zesílení
h	[m]	Tloušťka vrstvy tekutiny
h_0	[m]	Tloušťka olejového filmu na začátku šikmé plochy
h_{01}	[m]	Tloušťka olejového filmu na začátku šikmé plochy na straně 1 ax. ložiska
h_{02}	[m]	Tloušťka olejového filmu na začátku šikmé plochy na straně 2 ax. ložiska
h_1	[m]	Tloušťka olejového filmu na konci šikmé plochy
h_{lim}	[m]	Limitní vzdálenost střednic povrchů
h_{min}	[m]	Minimální tloušťka mazací vrstvy
h_s	[-]	Bezpečnost minimální tloušťky
IN	[V]	Vstupní šum
IR	[V]	Měřená hodnota
K	[-]	Konvergenční poměr
L	[m]	Šířka ložiska
l	[m]	Délka desky
L_i	[m]	Vnitřní šířka ložiska
L_o	[m]	Vnější šířka ložiska
m	[kg]	Hmotnost
M_i	[N·m]	Třecí moment na vnitřní straně kroužku
M_o	[N·m]	Třecí moment na vnější straně kroužku
$M_{t,ax}$	[N·m]	Výsledný třecí moment v axiálním ložisku
$M_{t,ax1}$	[N·m]	Třecí moment na straně 1 axiálního ložiska
$M_{t,ax2}$	[N·m]	Třecí moment na straně 2 axiálního ložiska
M_z	[N·m]	Třecí moment
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní tok
\vec{n}	[-]	Normálový vektor na plochu
n	[min ⁻¹]	Otáčky
OR	[%]	Chyba posuvu
p	[Pa]	Tlak v kapalině
\vec{p}	[Pa]	Průměrný tlak působící na plochu
p_{in}	[Pa]	Tlak na vstupu

p_{lim}	[Pa]	Limitní tlak
p_{max}	[Pa]	Maximální tlak
p_0	[Pa]	Atmosférický tlak
P_z	[W]	Ztrátový výkon
P_z^*	[W]	Ztrátový výkon pro ložisko typu RFRB
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	Průtok oleje
R	[m]	Poloměr pánve
R_i	[m]	Vnitřní poloměr kroužku
R_m	[V]	Rozsah modulu
R_o	[m]	Vnější poloměr kroužku
So	[-]	Sommerfeldovo číslo
T	[°C]	Absolutní teplota
t	[s]	Čas
T_{ef}	[° C]	Efektivní teplota olejového filmu
T_{in}	[° C]	Vstupní teplota
T_{max}	[° C]	Maximální teplota olejové vrstvy
T_{min}	[° C]	Minimální teplota olejové vrstvy
U	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost
u	[m·s ⁻¹]	Rychlost tekutiny
U_1	[m·s ⁻¹]	Rychlost jednoho povrchu
U_2	[m·s ⁻¹]	Rychlost druhého povrchu
U_j	[m·s ⁻¹]	Rychlost otáčení čepu
U_R	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost otáčení ložiska
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost
W	[N]	Únosnost ložiska
W_1	[N]	Únosnost axiálního ložiska na straně 1
W_2	[N]	Únosnost axiálního ložiska na straně 2
z	[-]	Počet elementů
z_i	[-]	Konstanta pro konkrétní olej
α	[Pa ⁻¹]	Tlakově viskózní index
γ'	[s ⁻¹]	Smyková rychlost
ΔT	[° C]	Oteplení oleje
Δt	[s]	Přírůstek času

δ	[-]	Směrodatná odchylka výběrového souboru
Δx	[-]	Odchylka od střední hodnoty
ε	[-]	Relativní excentricita
$\dot{\varepsilon}$	[m·s ⁻¹]	Časová změna excentricity
η	[Pa·s]	Dynamická viskozita
η_0	[Pa·s]	Dynamická viskozita při atmosférickém tlaku
η_i	[Pa·s]	Dynamická viskozita vnitřního olejového filmu
η_o	[Pa·s]	Dynamická viskozita vnějšího olejového filmu
ν	[m ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota tekutiny
ρ_0	[kg·m ⁻³]	Hustota oleje při atmosférickém tlaku
σ	[m]	Střední aritmetická drsnost povrchů
σ_1	[m]	Střední aritmetická drsnost čepu
σ_2	[m]	Střední aritmetická drsnost pánve
τ	[Pa]	Smykové napětí
τ_x	[Pa]	Smykové napětí ve směru „x“
τ_y	[Pa]	Smykové napětí ve směru „y“
φ	[°]	Úhel po obvodu čepu
Ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost čepu
Ω_R	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost otáčení ložiska
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost
$\hat{\omega}$	[rad·s ⁻¹]	Efektivní úhlová rychlost